

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Doprava studené vody pro centrální klimatizaci velmi
hlubokých dolů

Cold Water Transport for Central Air Conditioning of
Very Deep Mines

Student:

Bc. Michal Příhoda

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Příhoda**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Doprava studené vody pro centrální klimatizaci velmi hlubokých dolů**
Cold Water Transport for Central Air Conditioning of Very Deep Mines

Zásady pro vypracování:

1. Návrh systému centrální klimatizace o výkonu 15 MW pro hlubinný důl s hloubkou 2500 m se sériově řazenými dvěma dávkovači.
2. Výpočet hlavních parametrů dávkovače, návrh dopravního potrubí v jámě primárního okruhu a návrh oběhových čerpadel primárního okruhu.
3. Návrh hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače podle navrženého časového diagramu.
4. Konstrukční řešení hlavních i pomocných armatur ovládaných hydraulickým válcem.

Seznam doporučené odborné literatury:

Kolář, V., Vinopal, S.: *Hydraulika průmyslových armatur*, SNTL Praha 1963, s.650
Janalík, J.: *Trubkové komorové podavače pro hydraulickou dopravu*, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1990, s. 99-119
Janalík, J.: *Doprava vody pro centrální klimatizaci dolů*, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1991, s.137-159
Brudník, J.: *Základy důlní klimatizace*, SNTL Praha 1985
Bláha, J., Brada, K.: *Hydraulické stroje*, SNTL Praha 1992, s.752
Janalík, J., Štáva, P.: *Mechanika tekutin*, Skripta VŠB TU Ostrava 2001, s. 126
Janalík, J.: *Potrubní hydraulická a pneumatická doprava*, Skripta VŠB TU Ostrava 1999, s. 198
Janalík, J.: *Čerpací systémy s dávkovačem*, Skripta VŠB TU Ostrava 2011, s. 96, (v tisku)
Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S.: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley a Sons, 2006, s.995, ISBN-10-0471-45728-0
Šesták, J., Eiegel, F.: *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*, Skripta ČVUT Praha, 1993, s. 299, ISBN 80-01-00957-2
Cihelka, J.: *Vytápění, větrání a klimatizace*, SNTL Praha 1985, s.
Prokop, P.: *Větrání, degazace a klimatizace dolů II*, skripta VŠB TU Ostrava 2007, s. 148, ISBN 8024814530, 9788024814537
Malcolm J.McPherson: *Subsurface Ventilation and Environmental Engineering*, ISBN: 0692000240, 9780692000243, Chapman a Hall – 2009, 2 vydání, s. 824
www.hydrosys.cz
www.siemag-tecberg.com

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.**

Konzultant diplomové práce: doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 19.5.2014

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 19.5.2014

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Michal Příhoda

Adresa trvalého pobytu autora práce:

U Hřbitova 333, Stonařov 588 33

Anotace diplomové práce

PŘÍHODA, M. *Doprava studené vody pro centrální klimatizaci velmi hlubokých dolů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2014, 53 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem zařízení pro dopravu studené vody pro centrální klimatizaci velmi hlubokých dolů. V práci je obsažena teoretická část a návrhová část. Teoretická část se zabývá problematikou klimatizace velmi hlubokých dolů. V této části jsou uvedeny nejčastější způsoby dopravy studené vody pro centrální klimatizaci velmi hlubokých dolů. Dále popisuje spolupráci dvou sériově řazených dávkovačů. Návrhová část obsahuje výpočet hlavních parametrů komorového dávkovače, návrh dopravního potrubí primárního okruhu, návrh oběhových čerpadel primárního okruhu, návrh a výpočet hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače dle navrženého časového diagramu. Součástí návrhové části je konstrukce hlavní a pomocné armatury komorového dávkovače.

Annotation of bachelor thesis

Prihoda, M. *Cold Water Transport for Central Air Conditioning of Very Deep Mines : Master thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of hydromechanics and hydraulic equipment, 2014, 53 p. Leader: prof. Ing. Jaroslav Janalík, CSc.

The thesis is dealing with a design of a system for transport of cold water for central air climatization of the very deep mines. This thesis is composed of theoretical and design part. Theoretical part of thesis deals with air conditioning of the very deep mines. This part talks about the most common transportation options of a cold water for central climatization of the very deep mines. Describes the collaboration of two series-connected dispenser. Design part includes the calculation of the main parameters of the chamber dispenser, proposal to transport primary circuit piping, proposal of circulating pump of the primary circuit, the calculation of the hydraulic circuit for controlling the valve dispenser according to the proposed schedule of time diagram. Part of the design of the structure is the main and auxiliary valve chamber dispenser.

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu prof. Ing. Jaroslavovu Janalíkovi, CSc. za odborné vedení, laskavou pomoc, spolupráci a cenné připomínky a rady při tvorbě této diplomové práce.

Obsah

OBSAH.....	1
SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ.....	2
ÚVOD	5
CÍL PRÁCE	5
1. NÁVRH SYSTÉMU CENTRÁLNÍ KLIMATIZACE O VÝKONU 15 MW PRO HLUBINNÝ DŮL S HLOUBKOU 2500 M SE SÉRIOVĚ ŘAZENÝMI DVĚMA DÁVKOVAČI.....	6
1.1 KLIMATIZACE DOLU – ROZDĚLENÍ, USPOŘÁDÁNÍ.....	6
1.2 MOŽNOSTI DOPRAVY STUDENÉ VODY PRO CENTRÁLNÍ KLIMATIZACI DOLU	8
1.3 CENTRÁLNÍ KLIMATIZACE DOLU SE DVĚMA SÉRIOVĚ ŘAZENÝMI DÁVKOVAČI.....	13
2. VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ DÁVKOVAČE, DOPRAVNÍHO POTRUBÍ A OBĚHOVÝCH ČERPADEL PRIMÁRNÍHO OKRUHU.....	16
2.1 VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ TKD	19
2.2 NÁVRH POTRUBÍ	22
2.3 STATICÁ CHARAKTERISTIKA TKD	26
2.4 VÝPOČET CELKOVÉ TLAKOVÉ ZTRÁTY POTRUBÍ PRIMÁRNÍHO OKRUHU A DOPRAVNÍ VÝŠKY OBĚHOVÉHO ČERPADLA ..	30
2.5 NÁVRH OBĚHOVÉHO ČERPADLA PRIMÁRNÍHO OKRUHU	33
2.6 POTRUBÍ PRO CKD V JÁMĚ	38
2.7 ISOLACE POTRUBÍ SE STUDENOU VODOU V JÁMĚ.....	39
3. NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU PRO ŘÍZENÍ ARMATUR DÁVKOVAČE PODLE NAVRŽENÉHO ČASOVÉHO DIAGRAMU	43
3.1 SCHÉMA ZAPOJENÍ HYDRAULICKÉHO OBVODU	44
3.2 SEZNAM PRVKŮ POUŽITÝCH V HYDRAULICKÉM OBVODU	45
3.3 POPIS FUNKCE HYDRAULICKÉHO OBVODU	46
3.4 VÝPOČET PARAMETRŮ HYDRAULICKÉHO OBVODU	46
4. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ HLAVNÍCH I POMOCNÝCH ARMATUR OVLÁDANÝCH HYDRAULICKÝM VÁLCEM.....	50
4.1 NÁVRH ŠROUBU PRO UKOTVENÍ POUZDRA.....	50
ZÁVĚR.....	51
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	52

Seznam použitého označení

Značka	Název	Jednotka
D	vnitřní průměr komory	[m]
F	maximální vyvozená síla hydromotoru	[N]
H	zdvih hydraulického válce	[m]
H	hloubka dolu	[m]
L	délka komory TKD	[m]
Nu	Nusseltovo číslo	[1]
Pr	Prandtlovo číslo	[1]
Q_{skHG}	skutečný průtok hydrogenerátoru	[m ³ /s]
Q_v	objemový průtok vody	[m ³ /s]
R	hydraulický odpor	[Pa.s ² /m ⁶]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu	[Pa]
S	průtočná plocha potrubí	[m ²]
S1	průtočná plocha hydraulického válce	[m ²]
SV	zatížená plocha ventilu	[m ²]
V	objem komory komorového dávkovače	[m ³]
V_g	geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]
V_{gSK}	skutečný objem hydrogenerátoru	[m ³]
V_N	objem nádrže	[m ³]
V_{NS}	skutečný objem nádrže	[m ³]
A	teplotní vodivost	[m ² /s]
B	součinitel bezpečnosti	[1]
C	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg.K]
c_1	přídavek na nepřesnost výroby	[m]
c_2	přídavek na korozi	[m]
d_1	vnitřní průměr trubky TKD	[m]
d_1	vnitřní průměr potrubí	[m]
d_2	vnější průměr trubky TKD	[m]

d_{OV}	vnitřní průměr odpadní větve	[m]
d_{SV}	vnitřní průměr sací větve	[m]
d_{TV}	vnitřní průměr tlakové větve	[m]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
h'	maximální provozní hloubka	[m]
h_{ZT}	ztrátová výška	[m]
k	absolutní drsnost stěny potrubí	[m]
n	otáčky čerpadla	[1/s]
n_{elm}	otáčky elektromotoru	[1/s]
p	maximální provozní tlak	[Pa]
p_{dov}	dovolený provozní tlak v TKD	[Pa]
p_{max}	maximální zkušební tlak	[Pa]
p_{sk}	skutečný provozní tlak v TKD	[Pa]
p_v	tlak na pojistném ventilu	[Pa]
s	tloušťka stěny	[m]
t	čas	[s]
t_{IN}	teplota na vstupu TKD	[°C]
t_{OUT}	teplota na výstupu TKD	[°C]
v	rychlost vysouvání hydromotoru	[m/s]
α_1	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky	[W/m ² .K]
α_2	součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky	[W/m ² .K]
Δp	tlakový spád	[Pa]
Δt	teplotní rozdíl	[°C]
Δt	teplotní rozdíl	[K]
ε	relativní drsnost	[1]
η	účinnost	[1]
$\eta_{m,p}$	účinnost mechanicko-tlaková	[1]
η_Q	účinnost průtoková	[1]
λ	součinitel tření	[1]
λ	tepelná vodivost	[W/m ¹ .K]

ρ	hustota	$[\text{kg/m}^3]$
$\sigma_{\text{dov,t}}$	dovolené napětí	$[\text{Pa}]$

Úvod

Těžba nerostného bohatství prošla v posledních desetiletích výraznou modernizací. Z důvodu vyčerpání dosažitelných zdrojů je nutné doly prohlubovat, a to až do hloubky přes 3000 metrů. S hloubkou se ovšem výrazně zhoršují klimatické podmínky a na pracovišti je tak nezbytná úprava důlního mikroklimatu. To se provádí důlním větráním, omezením teplotních a vlhkostních zdrojů a v poslední době hlavně chlazením důlních větrů za pomoci centrální klimatizace. Toto klimatizační zařízení ovšem potřebuje ke své činnosti určité množství vody, kterou je nutné do dolu dopravit. Pro dopravu studené vody do velmi hlubokých dolů lze s výhodou využít spolupráce dvou sériově řazených komorových dávkovačů.

Cíl práce

Cílem této diplomové práce je zpracovat přehled možností centrální klimatizace hlubokých dolů. Dále provést návrh systému centrální klimatizace dolu o výkonu 15 MW pro hlubinný důl s hloubkou 2500 m se dvěma sériově řazenými dávkovači. Provést výpočet hlavních parametrů dávkovače, výpočet dopravního potrubí primárního okruhu a návrh oběhových čerpadel primárního okruhu. Dále zpracovat návrh hydraulického obvodu pro řízení hlavních a obtokových armatur dávkovače podle časového diagramu a zvolit typ těchto armatur. Posledním bodem této práce je konstrukční řešení hlavních i obtokových armatur ovládaných hydraulickým válcem.

1. Návrh systému centrální klimatizace o výkonu 15 MW pro hlubinný důl s hloubkou 2500 m se sériově řazenými dvěma dávkovači.

1.1 Klimatizace dolu – rozdělení, uspořádání

1.1.1 Úpravy důlního mikroklimatu

Veličiny, které nejvíce ovlivňují důlní mikroklima, jsou: suchá teplota, poměrná vlhkost a rychlost proudění důlních větrů. Jakákoliv jejich změna znamená zlepšení, popř. zhoršení mikroklimatických podmínek v dole. Pod pojmem „Úpravy důlního mikroklimatu“ si tedy představme jakékoliv příznivé ovlivnění alespoň jedné z těchto veličin. [3] Toho lze dosáhnout třemi způsoby:

1. Důlním větráním

- zvýšení objemového průtoku větru ve větrných cestách.

2. Omezení vlivu teplotních a vlhkostních zdrojů

- omezení vlivu těživa použitím vzduchomechanické pěny, omezení vlivů elektrických strojů, omezení vlivu potrubí se stlačeným vzduchem, vysušování úvodních důlních děl.

3. Chlazením důlních větrů

- chlazení přírodními látkami, chlazení umělými látkami, strojní chlazení - klimatizace(viz. 1.1.2) [3]

1.1.2 Strojní chlazení

Při strojním chlazení se používá chladicího zařízení založeného na využití některého z níže uvedených fyzikálních a termomechanických pochodů či jevů:

- vypařování chladiva v oběhu parním, sorpčním nebo proudovém,
- expanze plynu v plynových obězích s vnější nebo vnitřní prací, ve vírové nebo pulsační trubici,
- elektrické nebo magnetické jevy při chlazení termoelektrickém, termomagnetickém (galvanomagnetickém) a při odmagnetování paramagnetických solí.

Podle způsobu přenosu tepla z chlazených větrů na chladivo rozeznáváme v důlní klimatizaci dva systémy chlazení, a to:

- nestacionární systém s přímým chlazením větrů,
- stacionární systém s nepřímým chlazením větrů (viz. kapitola 1.1.3)

1.1.3 Stacionární systém chlazení

V důlní klimatizaci je v současnosti nejpoužívanější strojní chlazení s vypařováním chladiva v parním oběhu. Chlazení větrů představuje v podstatě přenos tepla z jednoho místa v dole na druhé. V prostoru ochlazování (zpravidla pracoviště) se větrům odnímá teplo v tepelném výměníku teplonosnou látkou (obvykle vodou). Ta přenáší teplo do chladicí jednotky, ve které teplo přijímá chladivo. To předává teplo dále jiné teplonosné látce (chladicí vodě), která je odvádí do míst, kde jeho vliv neškodí[3]. Stacionární systém chlazení je tvořen třemi základními částmi s prvky:

1. **Chladicí stanice (výroba chladu):**
 - chladicí jednotky, elektroinstalace, měřicí přístroje, potrubí a armatury.
2. **Okruh chlazené vody (sekundární okruh v dole):**
 - chladiče důlních větrů, oběhová čerpadla, potrubí a armatury.
3. **Okruh chladicí vody (primární okruh – povrch, jáma, důl):**
 - chladiče chladicí vody (zpětný chladič, chladicí věž aj.), oběhová čerpadla, potrubí a armatury.[3]

1.2 Možnosti dopravy studené vody pro centrální klimatizaci dolu

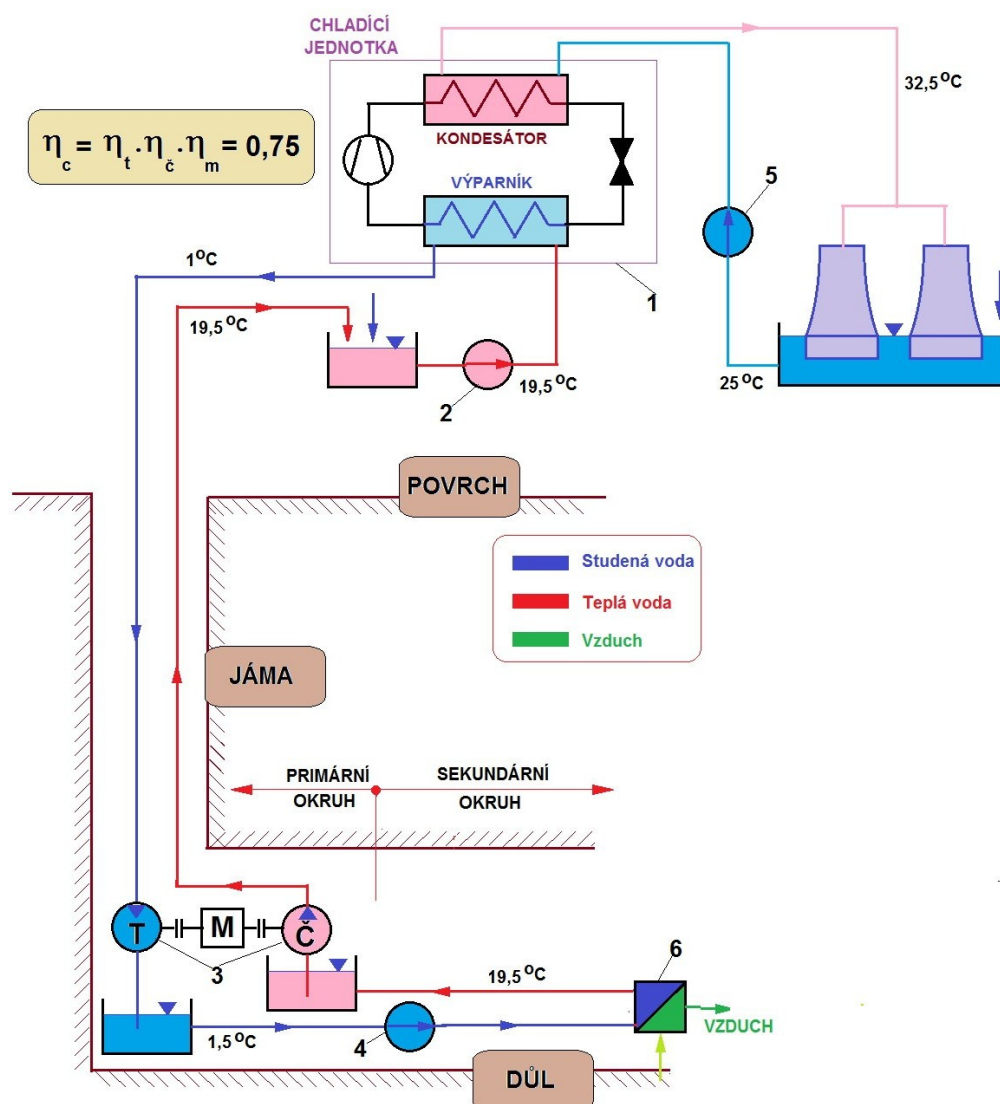
Výkon chladicí stanice je 15 MW. Stacionární chladicí systém, který dosahuje takový výkon, je vybudovaný na povrchu dolu. Umístit chladicí systém tohoto výkonu přímo v dole je technicky neproveditelné z toho důvodu, že se nedá jednoduchými prostředky odvést odpadní teplo. Chladicí zařízení je možné umístit přímo v dole (viz. kapitola 1.2.4), potom se z povrchu musí přivádět chladicí voda, využívá se systém U trubice.

Pro dopravu studené vody se využívá systém U trubice. Ochlazená voda se jámou dopravuje do dolu, naopak oteplená voda se vrací zpět na povrch. Při dopravě do dolu má voda velký statický tlak, tudíž ji nemůže zařízení pro chlazení důlních větrů ihned použít k chlazení. Nejprve je nutné provést rekuperaci (snížení) tlaku.[7]

Rekuperace tlaku se provádí zařazením těchto prvků:

- Peltonova turbína + čerpadlo,
- Výměník voda – voda,
- Trubkový komorový dávkovač (dále jen TKD)

1.2.1 Doprava studené vody s využitím Peltonovy turbíny

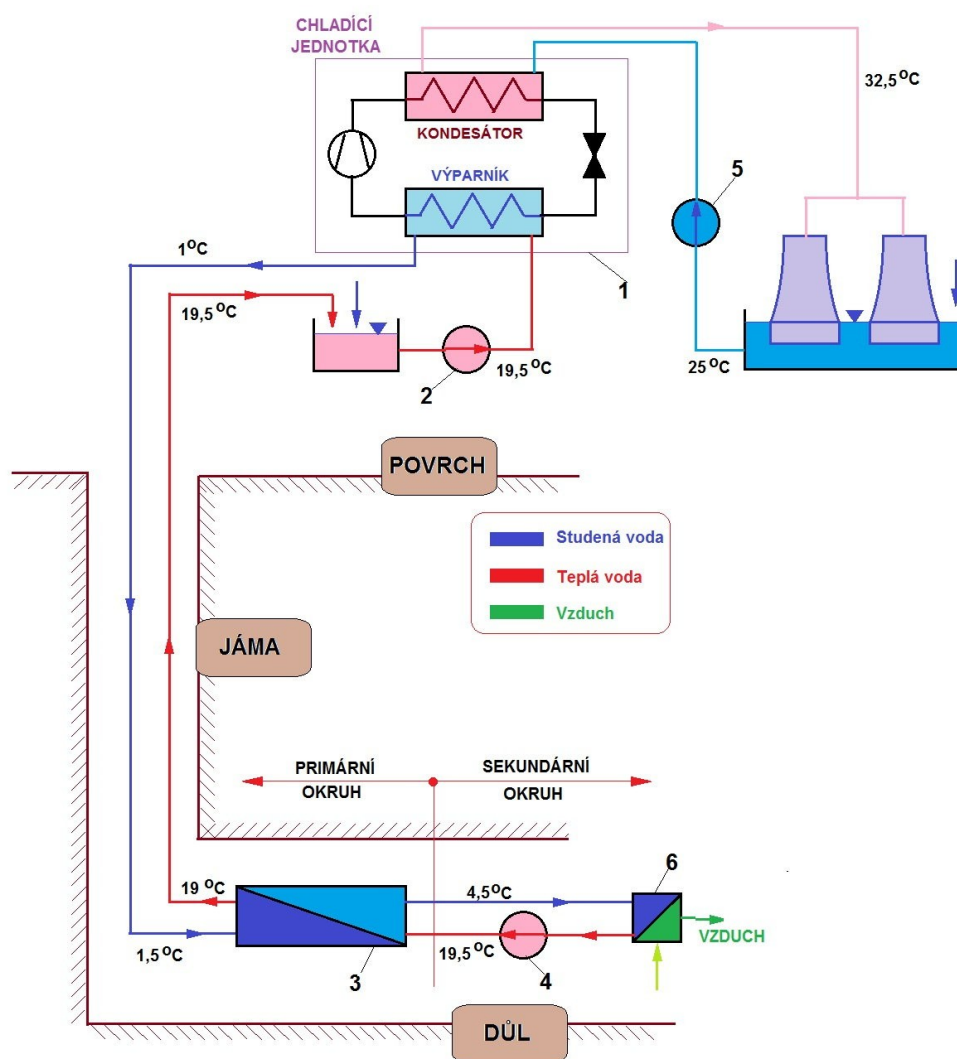


Obr. 1.1 Schéma centrální klimatizace dolu s Peltonovou turbínou[7]

1 – chladicí zařízení na povrchu, 2 – oběhové čerpadlo, 3 – nádrž na studenou a teplou vodu, 4 – oběhové čerpadlo v dole, 5 – oběhové čerpadlo v dole, 6 – chladič důlních větrů, T – turbína, Č – čerpadlo, M – elektromotor

V tomto provedení (viz. Obr. 1.1) je ochlazená voda přiváděna potrubím do Peltonovy turbíny, instalované v blízkosti jámy zpravidla v nejhlubším patře. V ní se tlaková energie změni v mechanickou, která slouží k pohonu čerpadla.[3] Turbína je spojena s čerpadlem a vzhledem k nižší účinnosti těchto prvků, je nutné zmařenou energii dodat pomocí elektromotoru. Celková účinnost mechanismu se pak pohybuje okolo 75%, proto je tato varianta rekuperace v porovnání s ostatními variantami používána ojediněle.

1.2.2 Doprava studené vody s využitím výměníku voda – voda

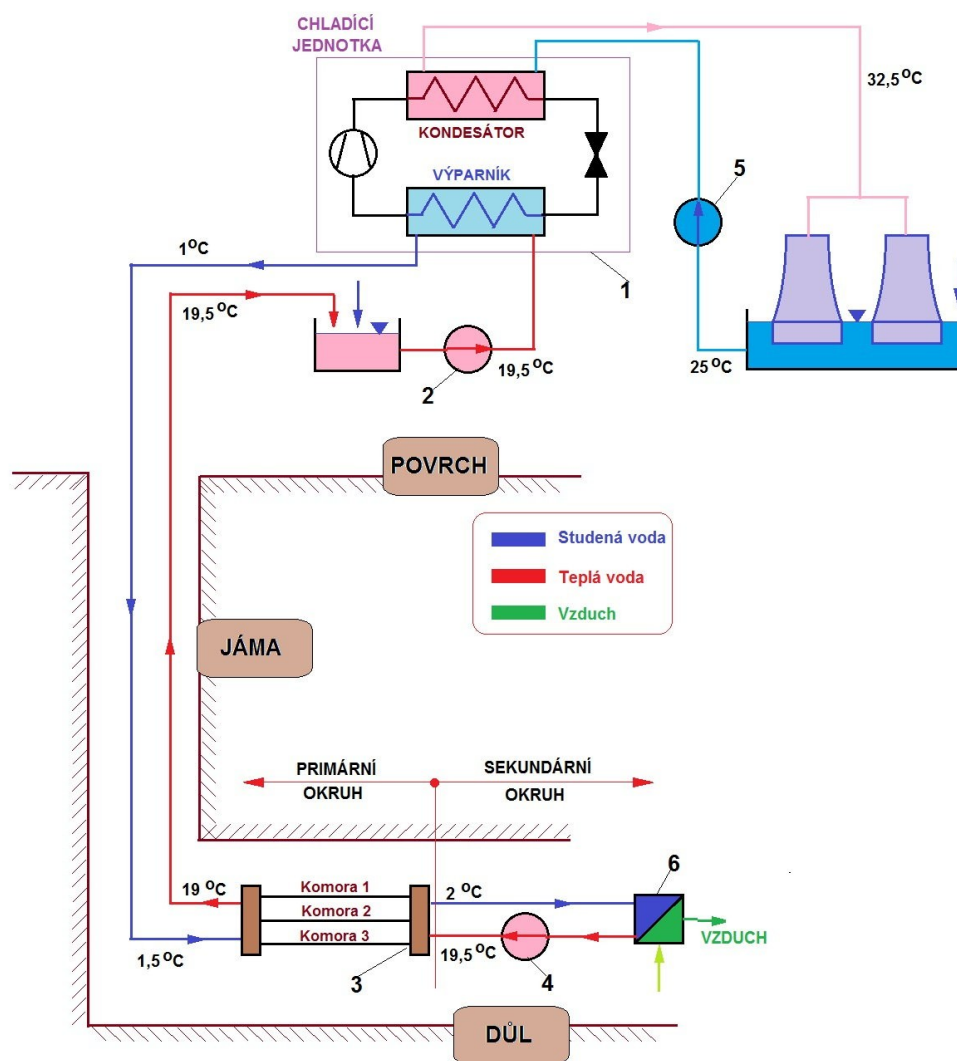


Obr. 1.2 Schéma centrální klimatizace dolu s výměníkem[7]

1 – chladič zařízení na povrchu, 2 – oběhové čerpadlo, 3 – výměník voda - voda, 4 – oběhové čerpadlo v dole, 5 – oběhové čerpadlo v dole, 6 – chladič důlních větrů

Tento způsob (viz. Obr. 1.2) transformace tlaku studené vody má vysokou účinnost, avšak má jednu podstatnou nevýhodu, která spočívá v tom, že voda na výstupu výměníku je přibližně o 4 – 5°C teplejší než voda, která vstupuje do výměníku. Využitelný teplotní rozdíl, který má potom chladič důlních větrů k dispozici, je obvykle nanejvýš 15°C. Toto je velký nedostatek oproti dávkovacímu zařízení. Dalším nedostatkem je i jeho velká hmotnost a cena. Hlavní nevýhodou výměníku je jeho velká hmotnost a tedy i cena. Hlavní výhodou tak zůstává fakt, že výměník je jednoduché zařízení, pracuje téměř bez obsluhy a při jeho provozu nedochází ke změnám průtoku nebo tlaku.

1.2.3 Doprava studené vody s využitím TKD

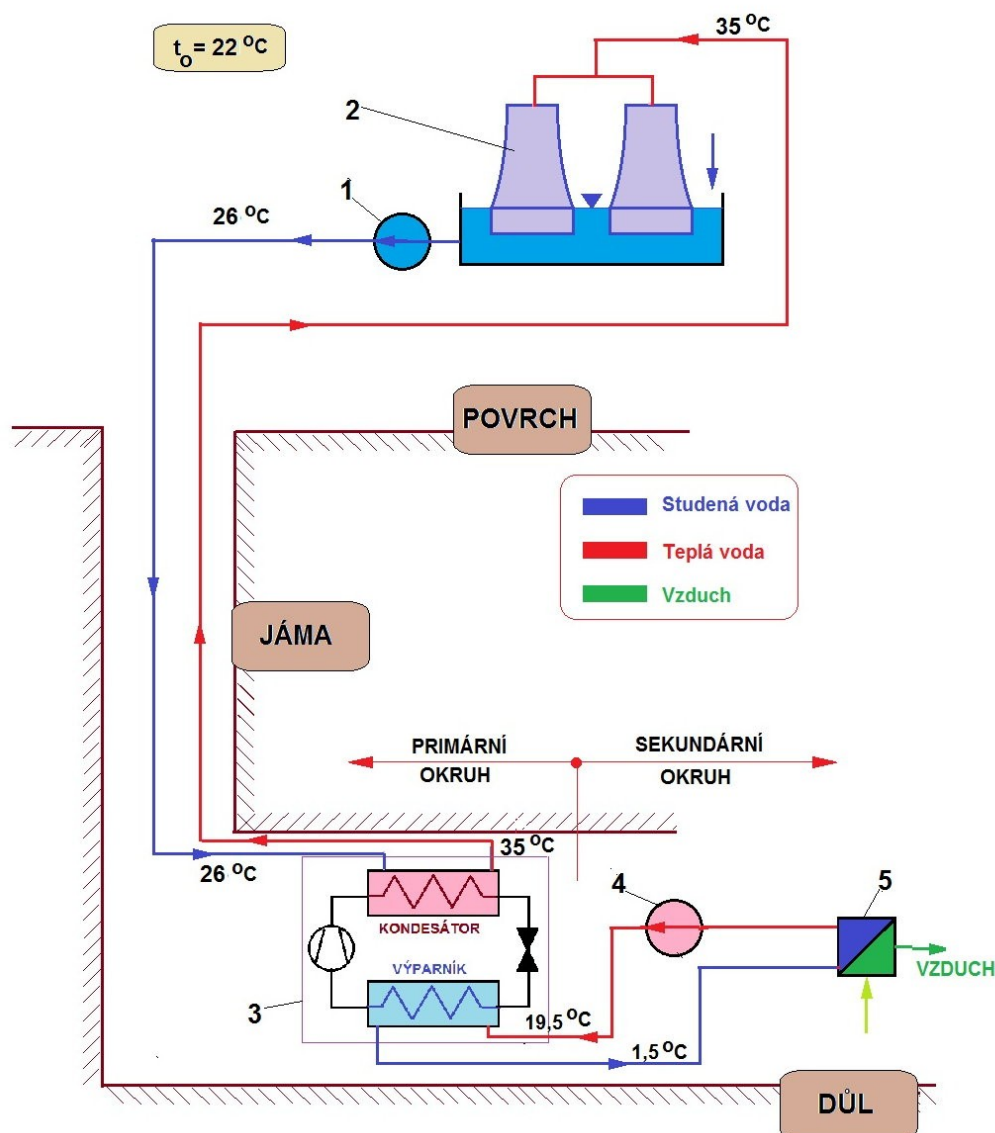


Obr. 1.3 Schéma centrální klimatizace dolu s dávkovačem[7]

1 - chladičí zařízení na povrchu, 2 – oběhové čerpadlo, 3 – dávkovač,
4 – oběhové čerpadlo v dole, 5 – oběhové čerpadlo v dole, 6 – chladič důlních větrů

V současnosti nepoužívanější zařízení pro rekuperaci tlaku studené vody je dávkovač (viz. Obr. 1.3). Stejně jako výměník i dávkovač dosahuje při rekuperaci tlaku téměř 100% účinnosti. Ovšem hlavní výhodou oproti výměníku je využitelný teplotní rozdíl. Na výstupu z dávkovače je teplota vody oproti vstupní teplotě vyšší maximálně o 0,5°C. Tudíž teplotní rozdíl dosahuje 18 až 20°C. Tudíž na ochlazení dolu je potřeba nižší množství vody než u výměníku. V porovnání s výměníkem je dávkovač složitější zařízení, vyžaduje obsluhu a vyšší je i jeho cena. Tyto nedostatky ovšem vynahrazuje již zmíněná 100% účinnost.

1.2.4 Chladicí zařízení umístěná v dole, doprava chladicí vody z povrchu



Obr. 1.4 Schéma centrální klimatizace dolu s chladicím zařízením umístěným v dole[7]

1 – oběhové čerpadlo primárního okruhu, 2 - chladicí věže na povrchu,

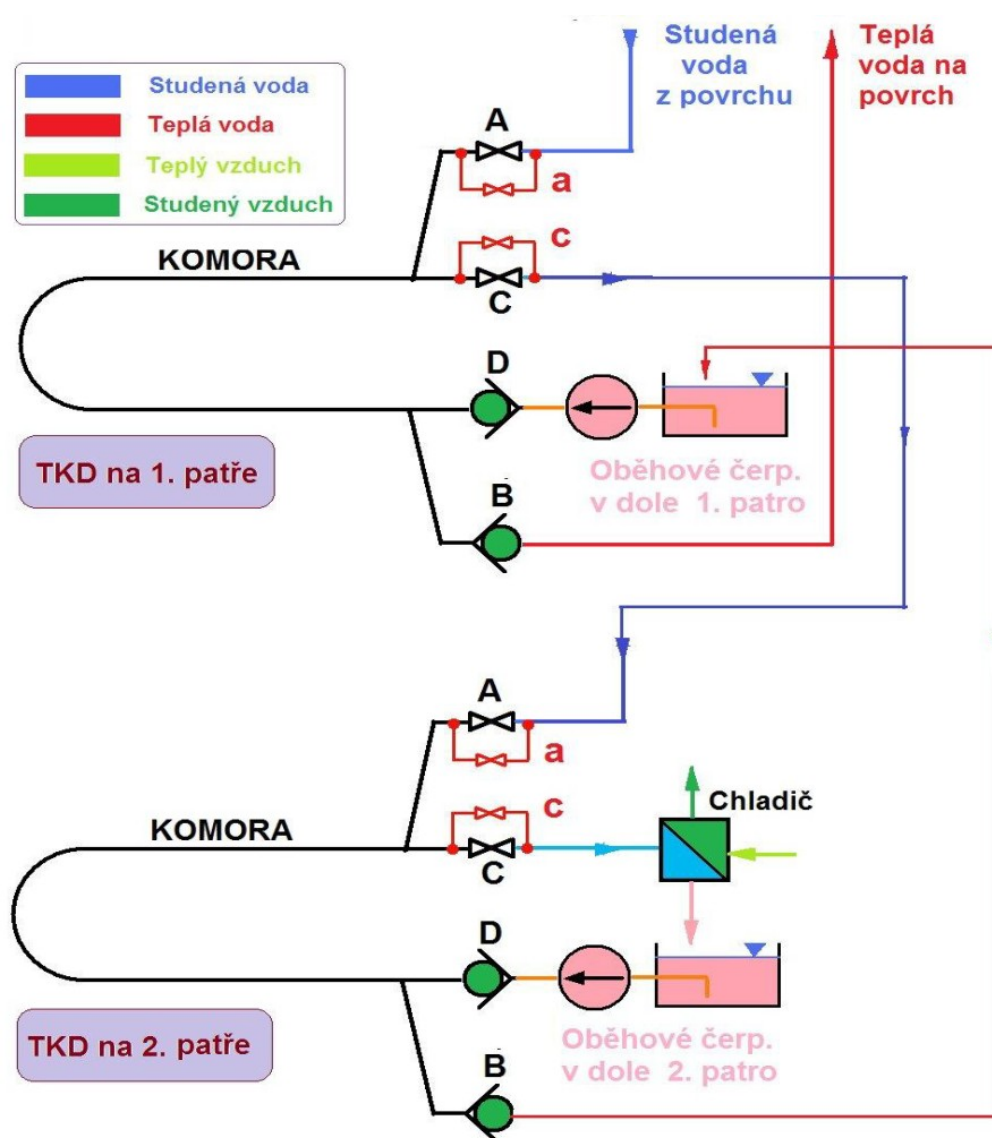
3 – chladicí jednotka s kompresorem v dole,

4 – oběhové čerpadlo v dole, 5 – oběhové čerpadlo v dole, 6 – chladič důlních větrů

Tento způsob řešení centrální klimatizace dolu (viz. Obr. 1.4) se v poslední době začíná používat. Kondensátor chladicí jednotky musí být navržen na vysoký tlak, v primárním okruhu proudí větší objemový průtok chladicí vody o vyšší teplotě (25 až 35 °C), proto se potrubí v jámě nemusí izolovat. Teplo z chlazení el.motorů pohánějících kompresor se musí odvádět přímo do výdušné jámy, nebo se musí použít jiné vhodné chlazení elektromotoru.

1.3 Centrální klimatizace dolu se dvěma sériově řazenými dávkovači

Vzhledem k hloubce dolu, která je 2 500 m, jsem se rozhodl rozdělit tuto hloubku na dva stejné úseky, hluboké 1 250 m a pro dopravu studené vody využít dva dávkovače řazené sériově v protiproudém provedení (viz Obr. 1.5). Tato varianta je realizovatelná, protože zdrojem tlaku pro obě dávkovací řazení jsou čerpadla a ta je možné řadit jak paralelně, tak sériově.



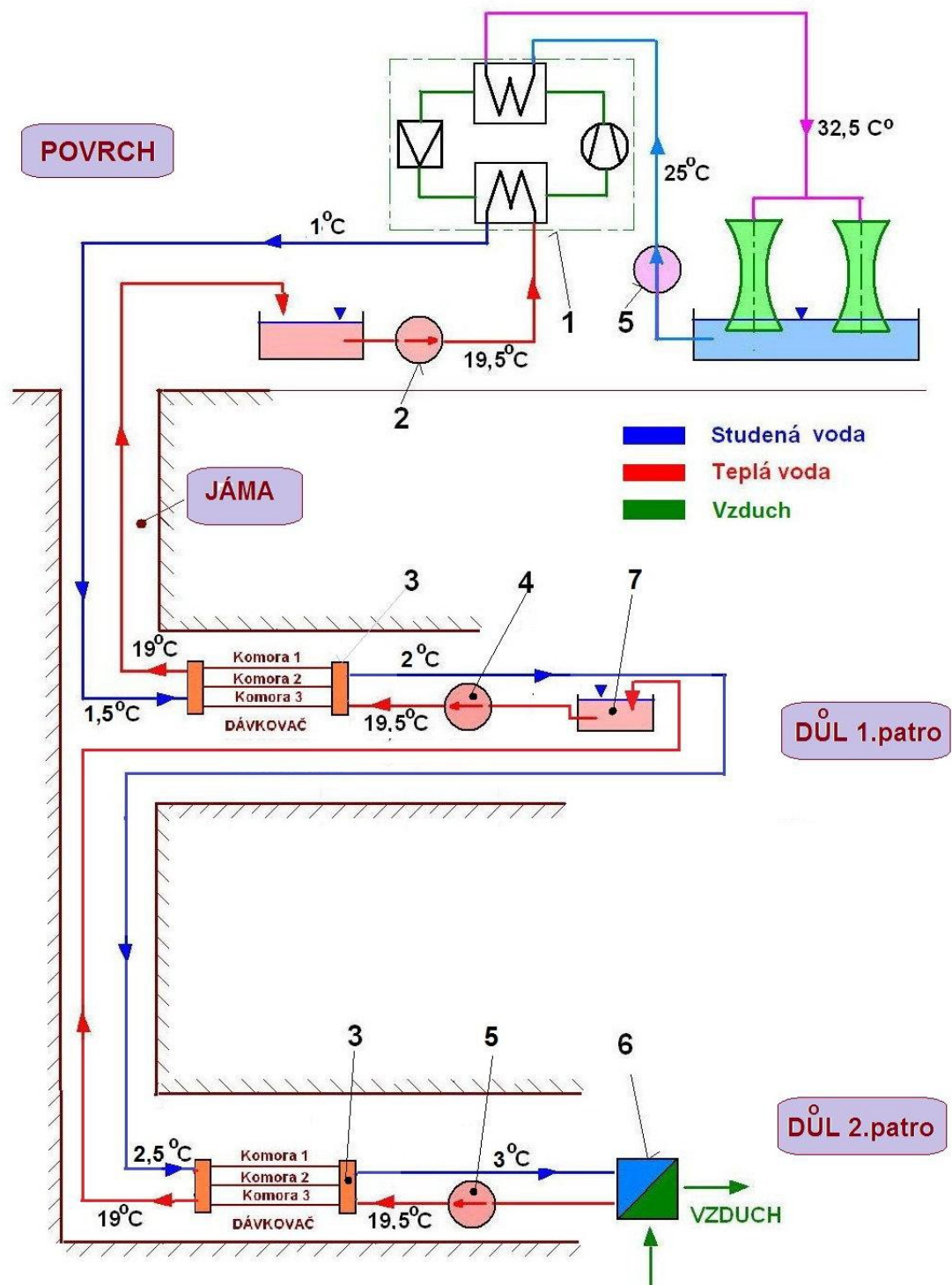
Obr. 1.5 Sériové řazení dvou TKD[7]

Sériové řazení dvou TKD (je pochopitelně možné řadit do série i více TKD) lze s výhodou aplikovat i pro centrální klimatizaci dolů (viz. Obr. 1.6). Tato varianta umožňuje dopravu studené vody i do hlubokých dolů (hloubka 2000 m i více), při čemž hydrostatický tlak se rozdělí na dvě menší (asi poloviční) velikosti. Jeden TKD je postaven na 1. patře, které je asi v polovině celkové hloubky dolu, druhý TKD je pak postaven na spodním patře (viz. Obr. 1.6).

Ve spodní části obou úseků bude zařazen dávkovač, tudíž první bude umístěn v polovině celkové hloubky (1. patro) a druhý v hloubce 2 500 m (2. patro). Než se voda dopraví k chladiči důlních větrů, bude z povrchu proudit přes dva sériově řazené dávkovače, jak je zřejmé z obrázku - Obr. 1.6.

Jak již bylo řečeno v kapitole 1.2, je zde využívaný systém U trubice. Chladicí zařízení (1) na povrchu dolu ochlazuje vodu na 1°C, tato studená voda je oběhovým čerpadlem čerpána na 1. patro do TKD (3), kde jsou plněny jeho komory. Proplachování komor zajišťuje odstředivé čerpadlo (4) a nádrž (7). Výstup z dávkovače je veden na 2. Patro, kde jsou studenou vodou plněny komory dávkovače (3). Odpad teplé vody z dávkovače je veden na 1. patro do nádrže (7).

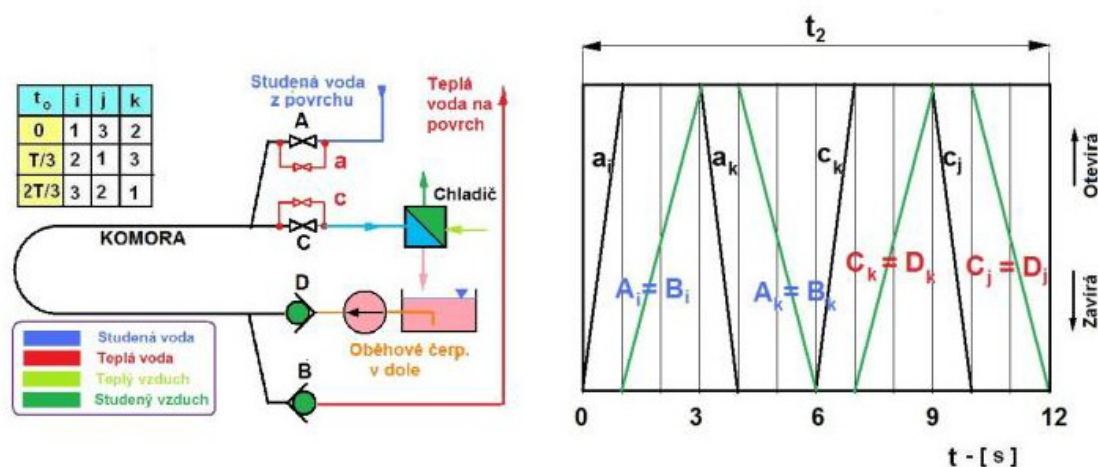
Výstup studené vody z TKD na 2. patře je veden do chladiče důlních větrů (6), teplá voda z tohoto chladiče pomocí oběhového čerpadla (5) je čerpána zpět do dávkovače. K vyplachování komor, je opět využit systém U trubice. Oběhové čerpadlo (5), chladič důlních větrů a příslušné potrubí tvoří sekundární okruh centrální klimatizace.



1.6 Sériové řazení dvou TKD pro centrální klimatizaci hlubokých dolů[7]

1 – chladicí zařízení na povrchu, 2 – oběhové čerpadlo, 3 – dávkovač,
 4 – oběhové čerpadlo v dole, 5 – oběhové čerpadlo v dole, 6 – chladič důlních větrů,
 7 - nádrž na studenou vodu v 1. patře

2. Výpočet hlavních parametrů dávkovače, dopravního potrubí a oběhových čerpadel primárního okruhu



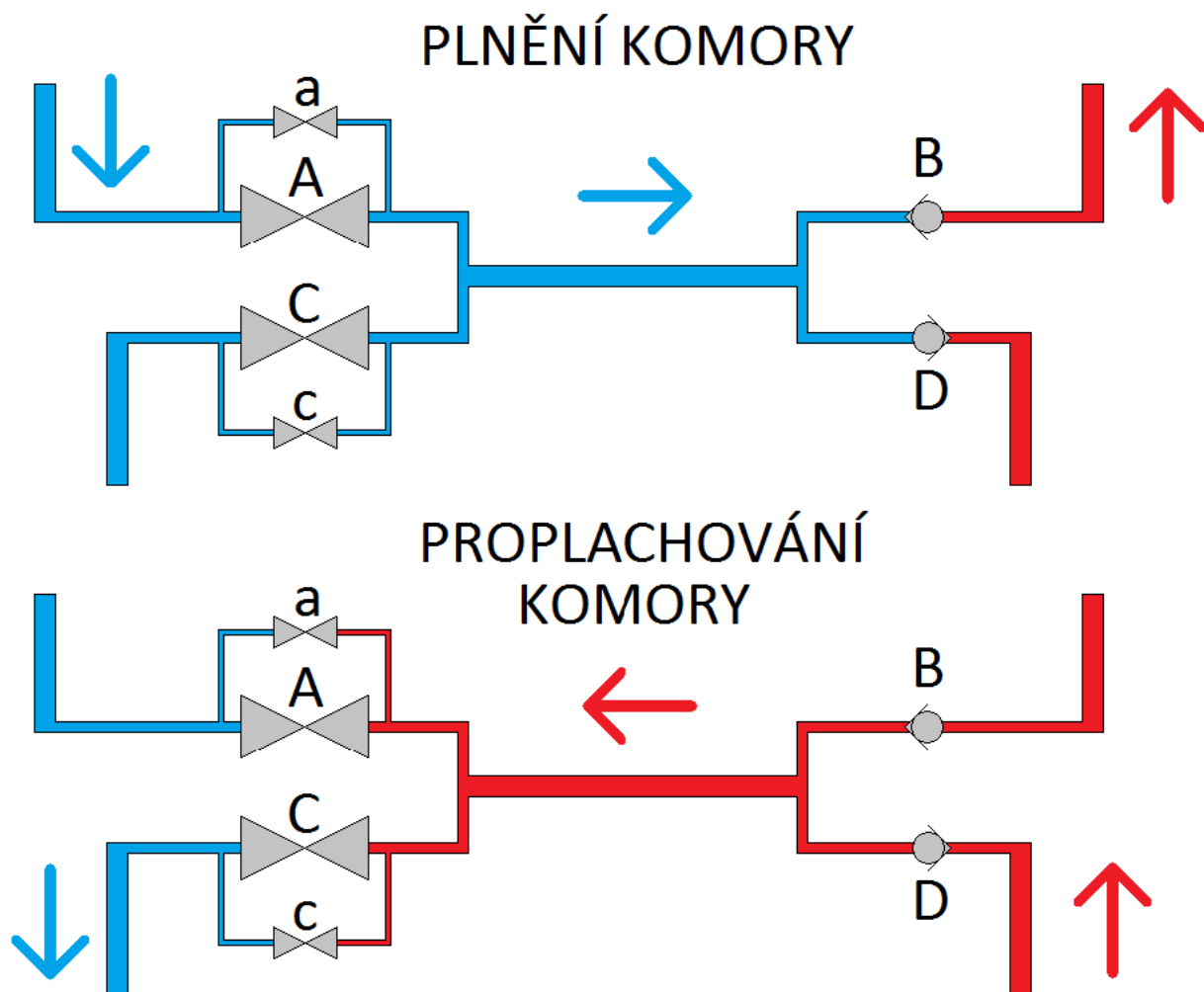
Obr. 2.1 Schéma dávkovače a časový diagram[7]

(i – 1. komora, j – 2. komora, k – 3. komora)

Tří-komorový TKD pro souproudé i protiproudé provedení má uspořádaný časový sled otevírání a uzavírání armatur podle diagramu (viz. Obr. 2.1), odkud je zřejmé, že provoz plnicího i vysokotlakého čerpadla není přerušovaný.

Jak je patrné na Obr. 2.1, při plnění komor se nejprve otevírá pomocná armatura 1. komory (a_i) a následně po úplném otevření se otevírá i hlavní armatura 1. komory (A_i) a zpětný ventil (B_i). Po otevření těchto armatur dochází k uzavření nejprve obtokové (a_k) a poté hlavních (A_k, B_k) armatur 3. komory. Tím končí plnění 3. komory a otevřením obtokové armatury (c_k) a hlavních armatur (C_k, D_k) dochází k proplachování 3. komory. Následuje uzavření armatur 2. komory (C_j, D_j), tím je zastaveno proplachování této komory a se zpožděním 3 vteřin začíná její plnění. Cyklus pokračuje uzavřením armatur 1. komory (A_i, B_i), tzn. ukončení plnění. Dále jsou otevřeny armatury 1. komory (C_i, D_i) a je zahájeno proplachování 1. komory. Pokračuje se uzavřením armatur 3. komory (C_k, D_k) a proplachování této komory je zastaveno. Za 3 vteřiny, otevřením armatur (A_k, B_k), začíná opětovné plnění 3. komory. Následně dochází k uzavření armatur 2. komory (A_j, B_j), což ukončí plnění 2. komory. Otevřením armatur 2. komory (C_j, D_j) je zahájeno její proplachování. Cyklus je ukončen uzavřením armatur 1. komory (C_i, D_i), což zastaví proplachování první komory. Po uplynutí doby 3 vteřin se celý cyklus opět začíná opakovat.

Plnění a proplachování komory trvá po dobu 16-ti vteřin (viz. Obr. 2.1). Časový diagram tří-komorového dávkovače je navržen tak, že doba otevírání a uzavírání armatur je 2 vteřiny. U pomocných armatur otevírání a uzavírání trvá 1 vteřinu. Rychlost otevírání nebo uzavírání armatur musí být navržena tak, aby se tlakové pulzace pohybovaly mezi doporučenými hodnotami.

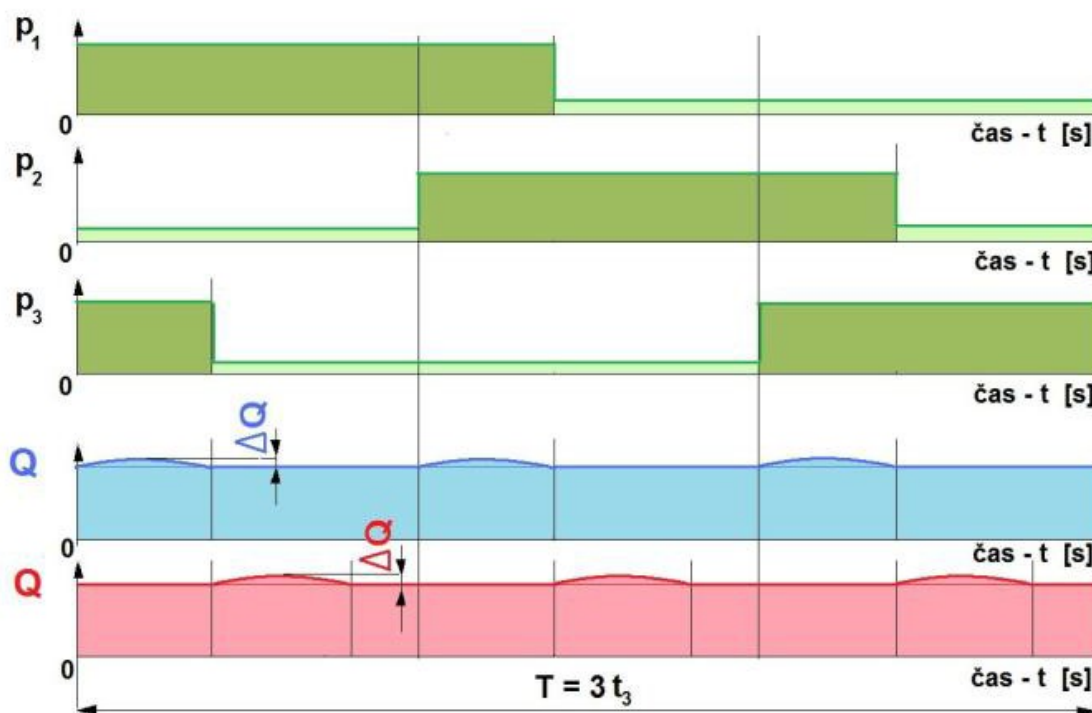
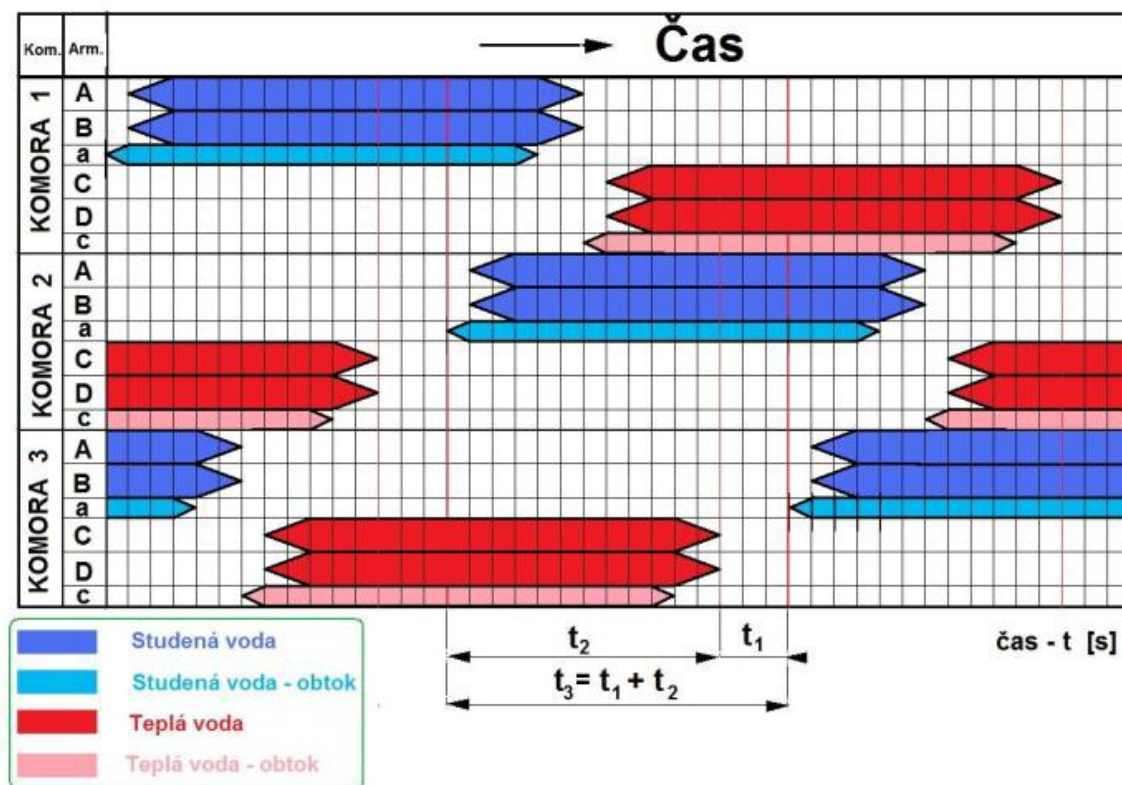


2.2 Plnění a proplachování komory TKD

A, C – hydraulicky ovládané ventily světlosti DN200 (Hlavní armatury)

a, c – hydraulicky ovládané ventily světlosti DN40 (Obtokové armatury)

B, D – zpětné ventily světlosti DN200

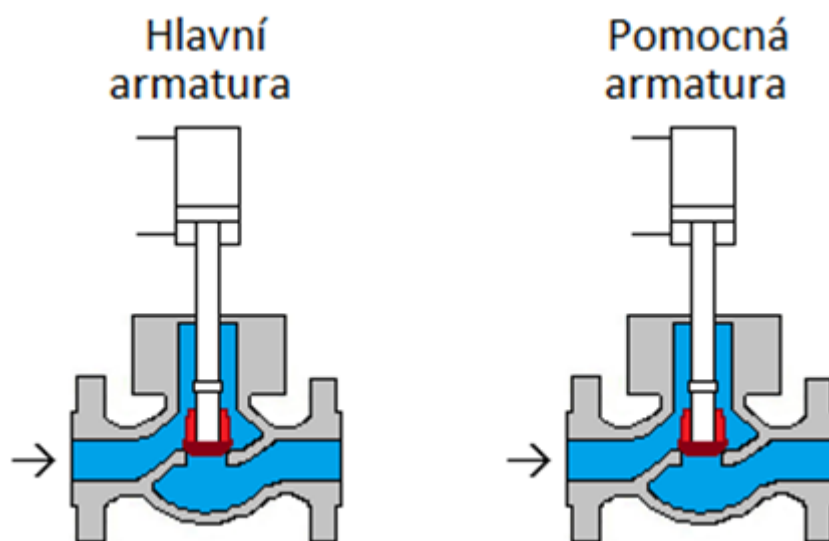


Obr. 2.3 Časový diagram TKD a časový průběh tlaku a objemového průtoku za jeden pracovní cyklus dávkovače[7]

2.1 Výpočet hlavních parametrů TKD

Pro centrální klimatizaci dolu volím tři komorový dávkovač s vodorovnou komorou v protiproudém provedení. Dvě hlavní armatury volím hydraulicky ovládané ventily světlosti DN 200, kde je voda přiváděna nad kuželku (viz. Obr. 2.4). Zbývající dvě armatury jsou zpětné ventily, rovněž světlosti DN 200. Ventily jsou opatřeny hydraulicky řízenými obtoky (ventily) světlosti DN 40, u kterých je voda přiváděna taktéž nad kuželku (viz. Obr. 2.4). Doba uzavírání hlavních armatur je 2 vteřiny a uzavírání obtoků bude trvat 1 vteřinu. Volím průměr komory DN 450.

Pro navrhovaný dávkovač volím schéma a časový diagram podle Obr., diagram je doplněný časovým průběhem tlaku a průtoku studené a teplé vody v komorách dávkovače. Průtok studené vody (plnění komory) i teplé vody (proplachování komory) je $Q = 0,20476 \text{ m}^3/\text{s}$ – (velikost průtoku je vypočtena podle rovnice 2.9 v kapitole 2.1.92.2.1). Plnění i vyplachování komory podle časového diagramu (viz. Obr. 2.3) trvá po dobu $t = 16 \text{ s}$.



2.4 Řešení přívodu vody do hlavní a obtokové armatury

2.1.1 Délka komory dávkovače

Pro objem komory platí:

$$V = Q \cdot t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L, \quad (2.1)$$

odkud pro délku komory platí:

$$L = \frac{4 \cdot Q \cdot t}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,20476 \cdot 16}{\pi \cdot 0,454^2} = 20,24 \text{ m} \quad (2.2)$$

Volím délku komory $L = 21 \text{ m}$.

2.1.2 Tloušťka stěny komory dávkovače

Volím:

- trubku TR 500 x 23
- materiál 11 523
- přídavek na nepřesnost výroby – $c_1 = 3,5 \text{ mm}$
- přídavek na korozi – $c_2 = 1,5 \text{ mm}$

2.1.3 Dovolené napětí:

$$\sigma_{dov,t} = \frac{Rp_{0,2}}{b} = \frac{345}{2} = 172,5 \text{ MPa} \quad (2.3)$$

pozn.: volím součinitel bezpečnosti – $b = 2$

2.1.4 Maximální zkušební tlak v dávkovači:

$$p_{max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov,t} \cdot (s - c_1 - c_2)}{d_1} =$$
$$p_{max} = \frac{2 \cdot 172,5 \cdot 10^6 \cdot (0,023 - 0,0035 - 0,0015)}{0,454} \quad (2.4)$$
$$p_{max} = 13,68 \text{ MPa}$$

2.1.5 Maximální provozní tlak v dávkovači:

$$p_{dov} = \frac{p_{max}}{b} = \frac{13,68}{1,05} = 13,03 \text{ MPa} \quad (2.5)$$

pozn.: volím součinitel bezpečnosti – $b = 1,05$

2.1.6 Skutečný provozní tlak v dávkovači:

$$p_{sk} = [(0,5 \cdot h_D) + 1250] \cdot \rho \cdot g =$$
$$p_{sk} = [(0,5 \cdot 107,34) + 1250] \cdot 1000 \cdot 9,81 = 12,789 \text{ MPa} \quad (2.6)$$

Hustota vody – $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

Gravitační zrychlení – $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Dopravní výška čerpadla – $h_D = 107,34 \text{ m}$

Pozn.: Výpočet dopravní výšky oběhového čerpadla je v kapitole 2.4.

2.1.7 Podmínka tlaku

$$p_{dov} > p_{sk}$$
$$13,03 > 12,789 \rightarrow \text{splněno} \quad (2.7)$$

2.1.8 Podmínka pro tenkostěnnou trubku:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{0,5}{0,454} = 1,101 \leq 1,18 \rightarrow \text{splněno} \quad (2.8)$$

Při použití dvou sériově řazených dávkovačů bude objemový průtok vody v každém dávkovači stejný a bude záviset na teplotním rozdílu vody a tepelném výkonu chladicího zařízení, který činí $P = 15 \text{ MW}$.

2.1.9 Objemový průtok studené vody

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho_V} = \frac{204,76}{1000} = 0,20476 \text{ m}^3/\text{s} \quad (2.9)$$

Volím: Teplotu vody na vstupu do dávkovače – $t_{IN} = 19^\circ\text{C}$

Teplotu vody na výstupu z dávkovače – $t_{OUT} = 1,5^\circ\text{C}$

2.1.10 Teplotní rozdíl

$$\Delta t = t_{IN} - t_{OUT} = 19 - 1,5 = 17,5^\circ\text{C} \quad (2.10)$$

2.1.11 Hmotnostní průtok Q_m (při výkonu $P_t = 15 \text{ MW}$)

$$Q_m = \frac{P_t}{c_v \cdot \Delta t} = \frac{15 \cdot 10^6}{4186 \cdot 17,5} = 204,76 \text{ kg/s} \quad (2.11)$$

kde: měrná tepelná kapacita pro vodu – $c_v = 4186 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

2.2 Návrh potrubí

Jak již bylo uvedeno v kap. 1.3, uvažuji při výpočtech poloviční hloubku dolu, tj. $H = 1250 \text{ m}$. Na hydrostatický tlak odpovídající této hloubce a hydraulickým ztrátám bude proveden pevnostní výpočet potrubí.

2.2.1 Výpočet objemového průtoku studené vody

Potrubí bude rozděleno na 3 tlakové hladiny. Zde je postup pro návrh a výpočet parametrů potrubí. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce (viz. kapitola 2.2.9).

Volím:

- materiál potrubí – svařitelná ocel třídy 11 523
- smluvní mez kluzu pro materiál 11 523 – $R_{p0,2} = 345 \text{ MPa}$
- rychlost proudění vody – $v = 3 \text{ m/s}$

2.2.2 Vnitřní průměr potrubí

$$Q_v = v \cdot S = v \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \rightarrow d_1$$
$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,20476}{\pi \cdot 3}} = 0,2948 \text{ m} \quad (2.12)$$

2.2.3 Dovolené napětí

$$\sigma_{dov,t} = \frac{R_{p0,2}}{b} = \frac{345}{2} = 172,5 \text{ MPa} \quad (2.13)$$

pozn.: volím součinitel bezpečnosti – $b = 2$

2.2.4 Výpočet tloušťky stěny tenkostěnné trubky

$$s = \frac{d_1 \cdot p_{max}}{2 \cdot \sigma_{dov,t}} + c_1 + c_2 \quad (2.14)$$

2.2.5 Maximální zkušební tlak

$$p_{max} = \frac{2 \cdot \sigma_{dov,t} \cdot (s - c_1 - c_2)}{d_1} \quad (2.15)$$

Odvozeno ze vztahu (2.14)

Pozn.: Je nutné zahrnout přídavek na nepřesnost výroby c_1 a přídavek na korozi c_2 .
Hodnoty c_1 a c_2 jsou uvedeny v tabulce (viz. kapitola 2.2.9).

2.2.6 Maximální provozní tlak

$$p = \frac{p_{max}}{b} \quad (2.16)$$

pozn.: volím součinitel bezpečnosti – $b = 1,2$

2.2.7 Maximální provozní hloubka

$$h' = \frac{p}{\rho_V \cdot g} \quad (2.17)$$

2.2.8 Podmínka pro tenkostěnnou trubku

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{0,324}{0,288} = 1,125 \leq 1,18 \rightarrow \text{splněno} \quad (2.18)$$

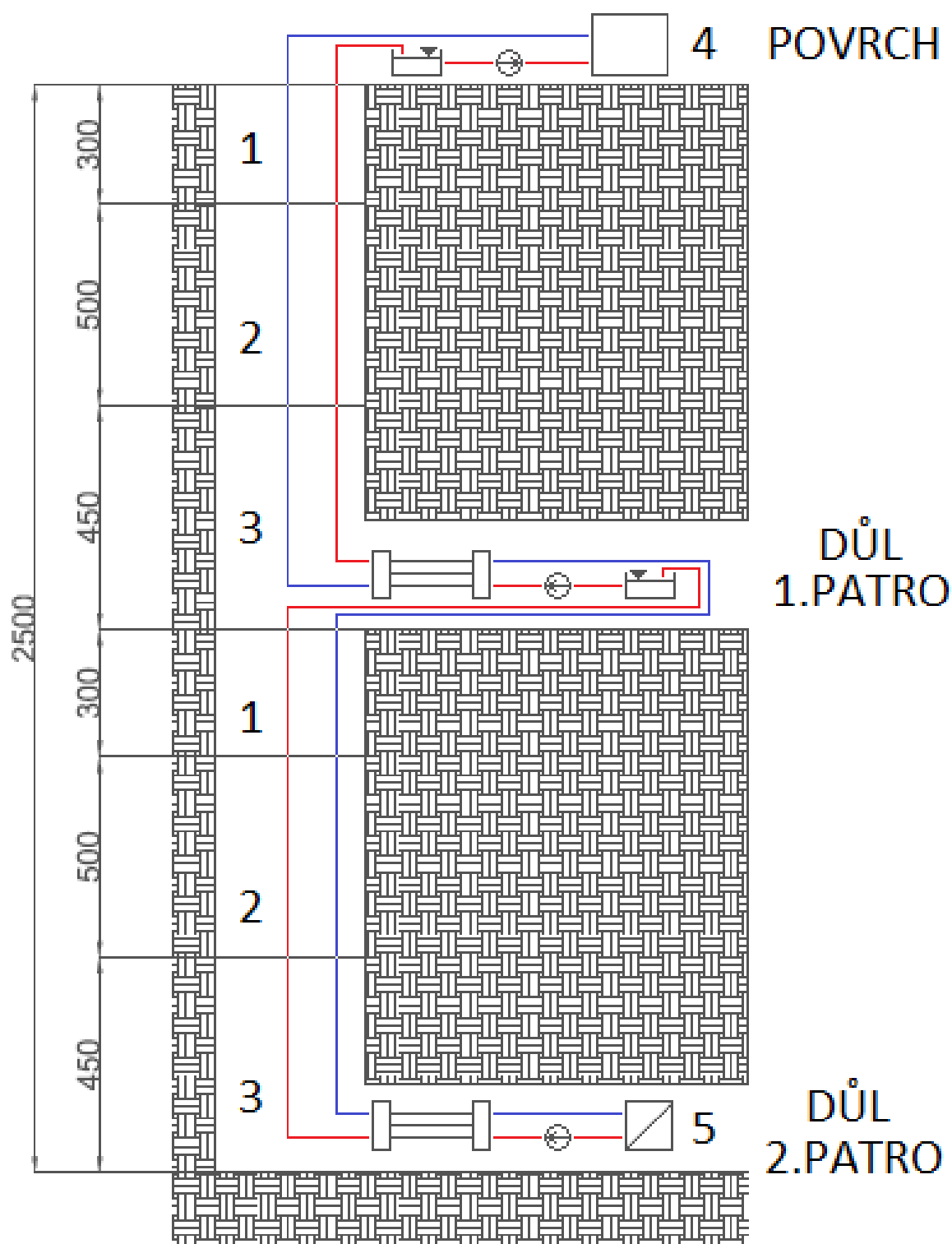
2.2.9 Tabulka parametrů potrubí pro jednotlivé tlakové hladiny

	tlaková hladina		
	1	2	3
zvolená trubka	TR 324x8	TR 324x12	TR 324x18
vnější průměr - d [mm]	324		
vnitřní průměr - d_1 [mm]	308	300	288
tloušťka stěny - s [mm]	8	12	18
přídavek na nepřesnost výroby - c_1 [m]	0,002	0,0025	0,003
přídavek na korozi - c_2 [m]	0,001		
maximální zkušební tlak - p_{\max} [MPa]	5,601	9,775	16,771
maximální provozní tlak - p [MPa]	4,7	8,1	14,0
maximální provozní hloubka - h' [m]	475,8	830,4	1424,6
skutečná hloubka - H [m]	0 až 300	300 až 800	800 až 1250

2.2.10 Rozměry potrubí

Na obrázku (Obr. Obr. 2.5) jsou znázorněny jednotlivé tlakové hladiny, z nichž každá má přiřazenou hloubku H [m] a rozměr potrubí je následující:

- 1. tlaková hladina (povrch, popř. důl 1. patro a jáma) – TR 324 x 8
- 2. tlaková hladina (jáma) – TR 324 x 12
- 3. tlaková hladina (jáma, popř. důl 1. a 2. patro) – TR 324 x 18
- Dávkoč – TR 500 x 23



Obr. 2.5 Rozdělení tlakových hladin potrubí

1 – 1. tlaková hladina, 2 – 2. tlaková hladina, 3 – 3. tlaková hladina,

4 – Chladicí zařízení na povrchu, 5 – Chladič důlních větrů

2.3 Statická charakteristika TKD

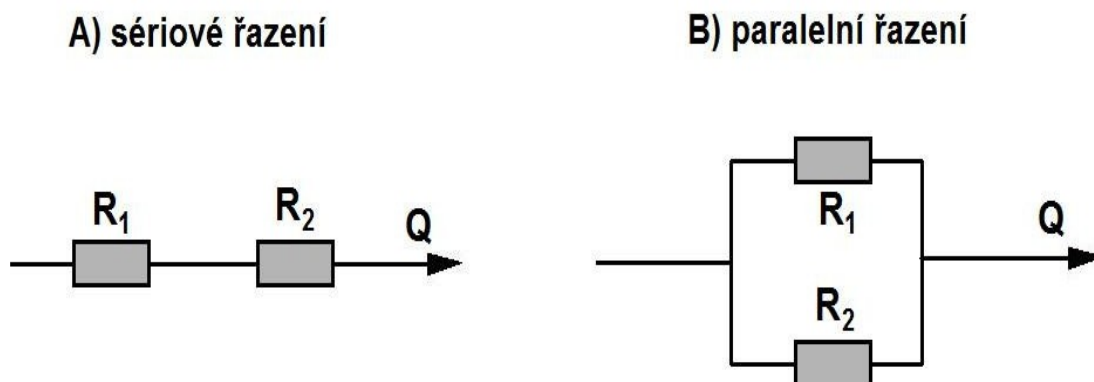
Při přestavování armatur podle navrženého časového diagramu bude docházet ke změně průtoku a následně k hydraulickému rázu. Velikost změny objemového průtoku při přestavování armatur – ventilů je možné stanovit výpočtem ze statické charakteristiky TKD, která je stručně odvozena v následujícím textu. Jsou možné dvě varianty a to analytické řešení nebo použití elektroanalogie, pro další řešení bude použita elektroanalogie.

Analogicky s elektrotechnikou lze řešení hydraulických obvodů provádět s využitím sečítáním odporů. Pro turbulentní proudění je průtok kapaliny určen rovnicí

$$p = R \cdot Q^2, \quad (2.19)$$

kde R je hydraulický odpor, jeho rozměr je $[\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}]$.

Při řešení hydraulických obvodů se využijí pravidla pro součet odporů při sériovém a paralelním řazení (viz. Obr.– obr. 2.13.



Obr. 2.6 Sériové a paralelní řazení hydraulických odporů

Výsledný odpor dvou sériově řazených odporů je

$$R = R_1 + R_2, \quad (2.20)$$

pro paralelní řazení dvou odporů lze odvodit rovnici

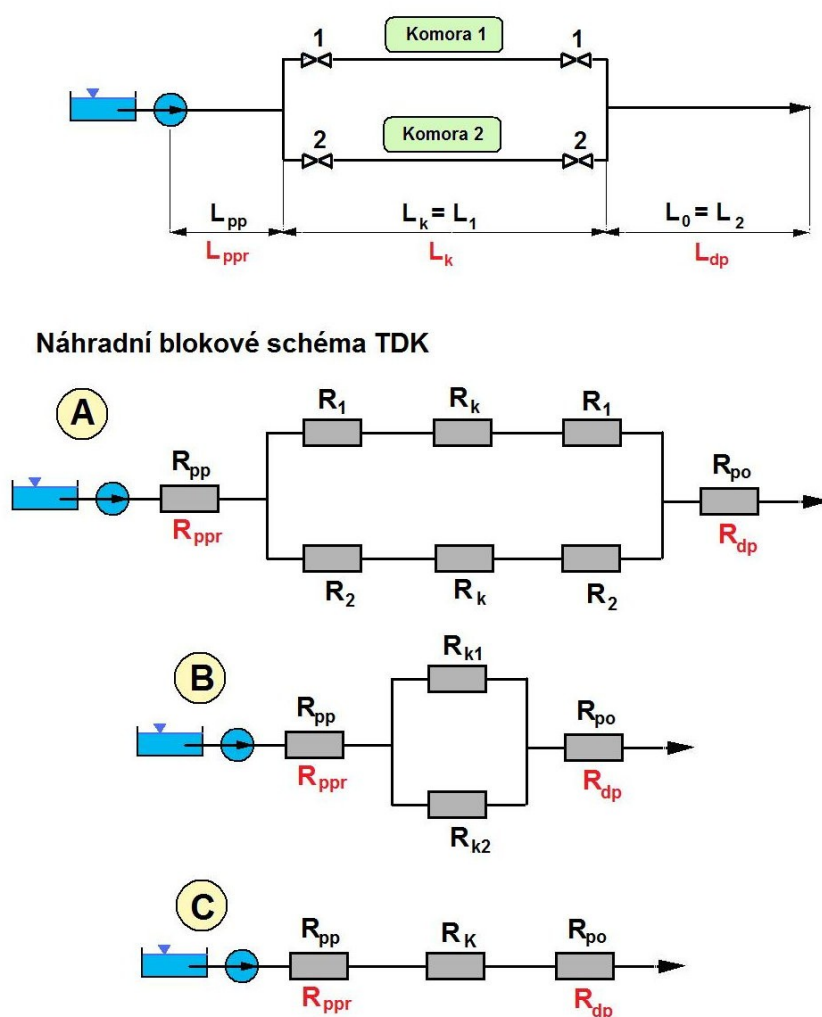
$$\frac{1}{\sqrt{R}} = \frac{1}{\sqrt{R_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}}. \quad (2.21)$$

Pro tlakovou ztrátu třením u turbulentního prouděnív přímém dlouhém potrubí je hydraulický odpor definován rovnicí

$$R = \lambda \frac{8.L.\rho}{\pi^2.D^5}, \quad (2.22)$$

$$R = \zeta \frac{8.\rho}{\pi^2.D^4}. \quad (2.23)$$

Náhradní schéma TKD vyjádřené pomocí hydraulických odporů uvádí Obr. 2.7.



Obr. 2.7 Blokové schéma TKD vyjádřené pomocí hydraulických odporů

Indexy: k – komora; po – odpor odpadního potrubí při plnění komory;

p – odpor přívodního potrubí od čerpadla k dávkovači při plnění komory;

dp – odpor dopravního potrubí; ppr – odpor přívodního potrubí od čerpadla k dávkovači

při proplachu komory; 1 – odpor armatury na komoře 1; 2 – odpor armatury na komoře 2.

Blokové schéma TKD - obr. 2.7 A se postupně zjednoduší, výsledkem jsou tři seriově řazené odpory – obr. 2.7 C, jejich výsledný odpor při plnění komory se vypočítá z rovnice

$$R = R_{pp} + R_K + R_{po}, \quad (2.24)$$

podobná rovnice platí i pro celkový odpor PKD při proplachování komory

$$R = R_{ppr} + R_K + R_{dp}. \quad (2.25)$$

Statická charakteristika TKD se pak vypočítá z rovnice (2.26).

$$q = \frac{Q}{Q_{\max}}, \quad (2.26)$$

Pozn.:

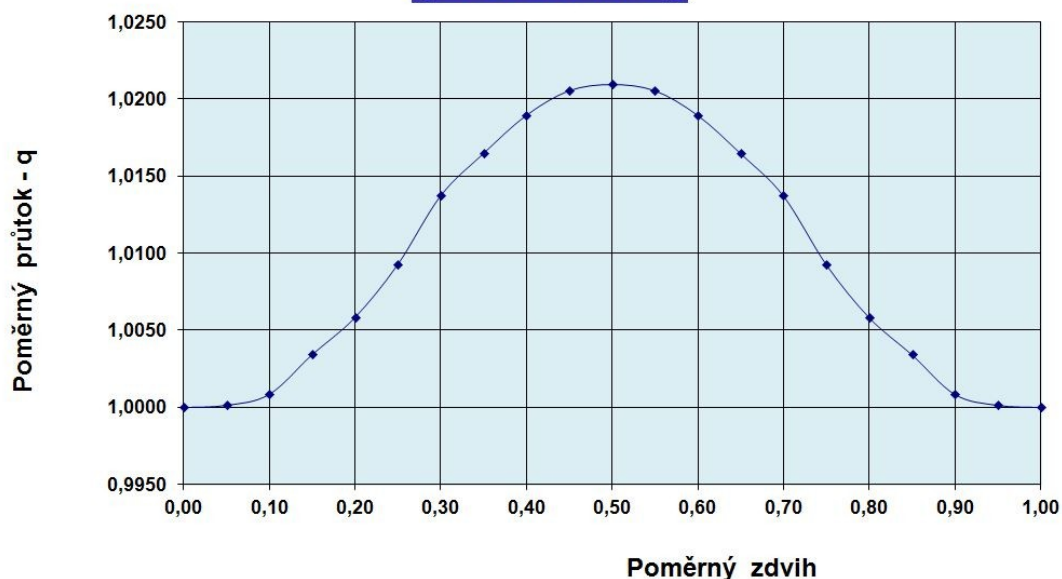
kde: Q – okamžitý objemový průtok vody v dávkovači při přestavování armatur
 Q_{\max} – ustálený objemový průtok v dávkovači

Průtok vody nebo suspenze protékající dávkovačem se vypočítá z rovnice

$$p = R \cdot Q^2 \Rightarrow Q = \sqrt{\frac{p}{R}}, \quad (2.27)$$

kde odpor $R = f$ (zdvihu armatury) a vypočítá se z rovnice (2.24) nebo (2.25). Pro použitý ventil u TKD byla velikost ztrátového součinitele převzata z literatury [9]. Statická průtočná charakteristika TKD (viz. Obr. 2.8) byla vypočtená pomocí programu „*Dávkovac.xls*“.

Průtočná charakteristika dávkovače - plnění komory



Obr. 2.8 Statická průtočná charakteristika dávkovače při proplachování komory vypočtená metodou hydraulických odporů – [8]

Pozn.: $L_k = 21\text{ m}$; $L_{p0} = 1500\text{ m}$; $L_{pp} = 1500\text{ m}$; $\zeta_k = 6,6$; $\zeta_{p0} = 3$; $\zeta_{pp} = 5$.

Relativní změna objemového průtoku podle obr. 2.8 činí 2,1%, při rychlosti proudění vody v potrubí $v = 3\text{ m/s}$ činí změna rychlosti $\Delta v = 0,063\text{ m/s}$. Pokud by uzavírání armatur bylo velmi rychlé a došlo k totálnímu hydraulickému rázu, pro který platí Žukovského rovnice

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot \Delta v, \quad (2.28)$$

potom stoupnutí tlaku by mělo velikost $\Delta p = 75600\text{ Pa} = 0,0756\text{ MPa}$. Vzhledem ke statickému tlaku v TKD, který činí 12,5 MPa je stoupnutí tlaku v důsledku hydraulického rázu relativně velmi malé a nebude negativně ohrožovat TKD a dopravní potrubí. Přesné stanovení velikosti neúplného hydraulického rázu pro jednorozměrné proudění stlačitelné kapaliny by se provedlo numerickým řešením vlnové rovnice (2.29) - metodou charakteristik, s přihlédnutím na okrajové podmínky a velikost rychlosti zvuku potrubí s vodou

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\rho a^2}{S} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\rho}{S} \frac{\partial Q}{\partial t} + R \cdot |Q| \cdot Q = 0. \quad (2.29)$$

2.4 Výpočet celkové tlakové ztráty potrubí primárního okruhu a dopravní výšky oběhového čerpadla

2.4.1 Třecí ztráty

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (2.30)$$

Součinitel tření λ :

Je závislý na:

- relativní drsnosti – $\epsilon = \frac{k}{d_1}$
- velikosti Reynoldsova čísla – **Re**
- absolutní drsnosti stěny potrubí volím – **k = 0,5 mm** (pro svařované ocelové trubky)

Za nejpřesnější rovnici pro výpočet součinitele tření se považuje rovnice, kterou odvodil Colebrook.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \left[2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) + 0,27 \cdot \frac{k}{d} \right]^2 \quad (2.31)$$

Zde se ovšem λ musí řešit iterací, proto jsem pro výpočet součinitele tření použil explicitní rovnici odvozenou Churchillem, která má oproti Colebrookově rovnici nejistotu do 1,5%.

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(a + b)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}}, \quad (2.32)$$

kde:

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \epsilon \right) \right]^{16} \quad (2.33)$$

$$b = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (2.34)$$

Ztrátová výška:

V tomto případě se jedná o turbulentní proudění. Třecí ztráty se vyjadřují ztrátovou výškou nebo tlakovou ztrátou, tzv. Darcy-Weisbachovou rovnicí.

$$h_{z_T} = \frac{p_z}{\rho \cdot g} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.35)$$

Tlaková ztráta:

$$p_z = h_{z_T} \cdot \rho \cdot g \quad (2.36)$$

2.4.2 Místní ztráty

Vyjadřují se rychlostní výškou a ztrátovým součinitelem ζ nebo měrnou ztrátovou energií.

Ztrátová výška:

$$h_{z_M} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.37)$$

Měrná ztrátová energie:

$$e_z = g \cdot h_{z_M} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \quad (2.38)$$

Ztrátový součinitel ζ závisí na druhu místní ztráty, konstrukčních parametrech, drsnosti stěn, tvaru rychlostního profilu a na režimu proudění. Vliv Reynoldsova čísla se projevuje, obdobně jako u třecích odporů, především při jeho malých hodnotách. Při velkých Reynoldsových číslech je ztrátový součinitel konstantní. Místní ztráty jsou uvažovány pouze u vodorovného potrubí na povrchu i v dole a u dávkovače. Potrubí v jámě nemá vřazeny žádné armatury, oblouky a případně jiná zařízení, proto u tohoto potrubí jsou pouze ztráty třením. Velikosti ztrátového součinitele jsou uvedeny v tabulce (viz. kapitola 2.4.3).

2.4.3 Tabulka vypočítaných hodnot:

Výpočet podle výše uvedených rovnic (viz. kapitoly 2.4.1 a 2.4.2) byl proveden pomocí programu KLIMATIZACE, který byl zapůjčen katedrou. Vypočtené velikosti tlakové ztráty jsem sestavil do tabulky. Geodetická výška oběhového čerpadla na povrchu je nulová, proto vypočtená ztrátová výška je identická s dopravní výškou čerpadla. Protože hloubka dolu je rozdělena na dvě stejné poloviny, je ztrátová výška pro oba úseky stejná, a proto jsou stejná i oběhová čerpadla na povrchu dolu i na jeho 1. patře.

Potrubí	Úsek	Vnitřní $\varnothing - d_1$	L	v	Re	ζ	λ	h_{z_T}	h_{z_M}	$h_{z_T} + h_{z_M}$
č.	-	[m]	[m]	[m/s]	[-]	[-]	[-]	[m]	[m]	[m]
1	Povrch	0,308	150	2,749	597471	4	0,02263	4,24	1,54	5,78
2	Jáma	0,308	300	2,749	597471	0	0,02263	8,49	-	8,49
3	Jáma	0,3	500	2,897	613043	0	0,02276	16,23	-	16,23
4	Jáma	0,288	450	3,144	638962	0	0,02297	18,08	-	18,08
5	Důl	0,288	100	3,144	638962	2	0,02297	4,02	1,01	5,03
6	Dávkovač	0,45	21	1,288	408936	15	0,02095	-	1,27	1,27
5	Důl	0,288	100	3,144	638962	2	0,02297	4,02	1,01	5,03
4	Jáma	0,288	450	3,144	638962	0	0,02297	18,08	-	18,08
3	Jáma	0,3	500	2,897	613043	0	0,02276	16,23	-	16,23
2	Jáma	0,308	300	2,749	597471	0	0,02263	8,49	-	8,49
1	Povrch	0,308	150	2,749	597471	1	0,02263	4,24	0,39	4,63
celková ztráta v potrubí - h_{z_C} [m] =									107,34	

Pozn.: $h_{z_C} = h_D$, což je dopravní výška čerpadla.

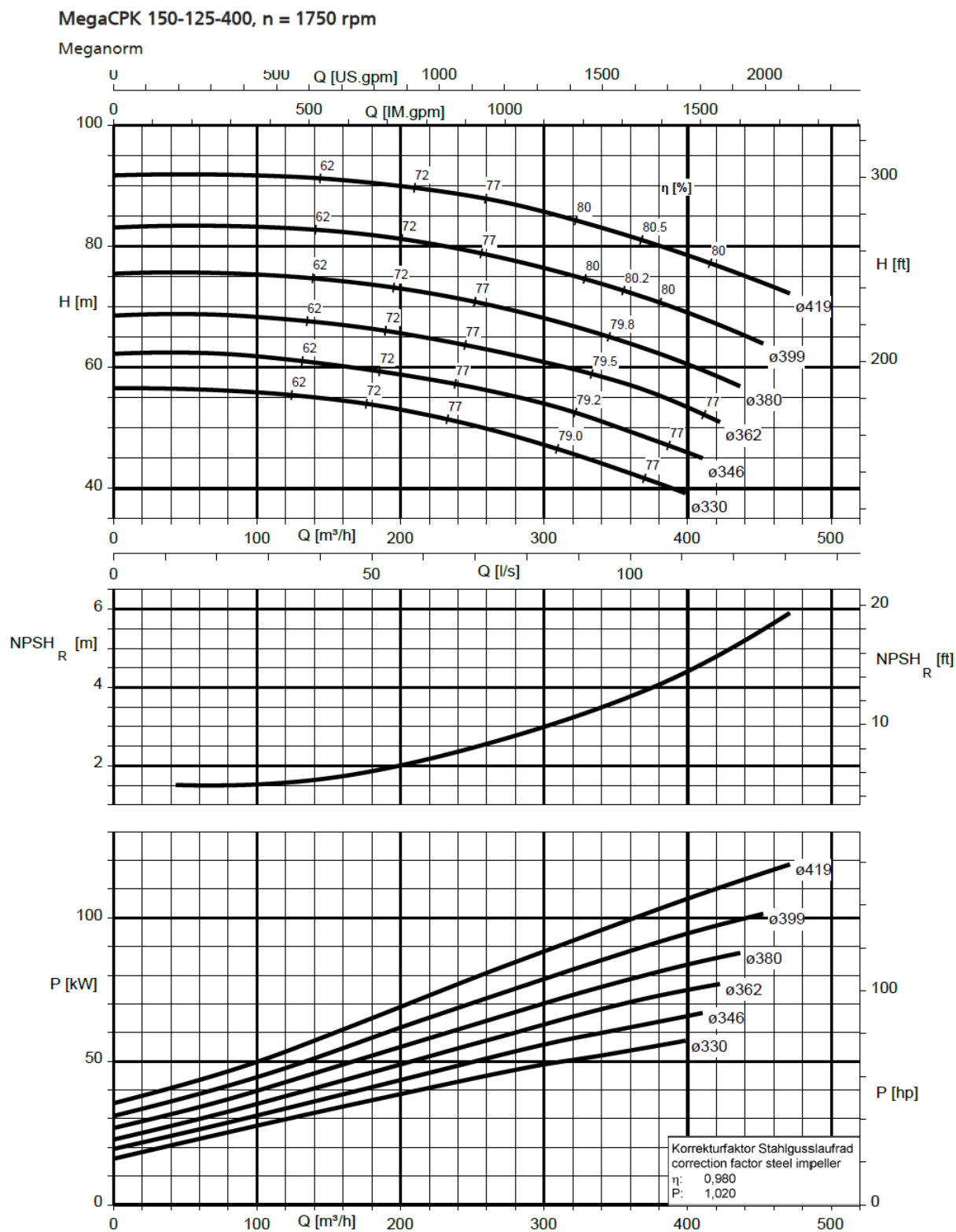
2.5 Návrh oběhového čerpadla primárního okruhu

Pro vypočtené parametry $Q = 0,20476 \text{ m}^3/\text{s}$ a $h_D = 110 \text{ m}$ volím dvě čerpadla firmy KSB typu MegaCPK 150-125-400 v paralelním zapojení s regulací otáček pomocí frekvenčního měniče a asynchronního elektromotoru. Na obrázku Obr. 2.9 je k dispozici náhled čerpadla firmy KSB a na Obr. 2.10 je zobrazen řez tímto čerpadlem.



Obr. 2.9 Čerpadlo firmy KSB typu MegaCPK 150-125-400

Na obrázku Obr. 2.12 jsou znázorněny originální charakteristiky čerpadla – $H = f(Q)$, $NPSH_R = f(Q)$ a $P = f(Q)$.

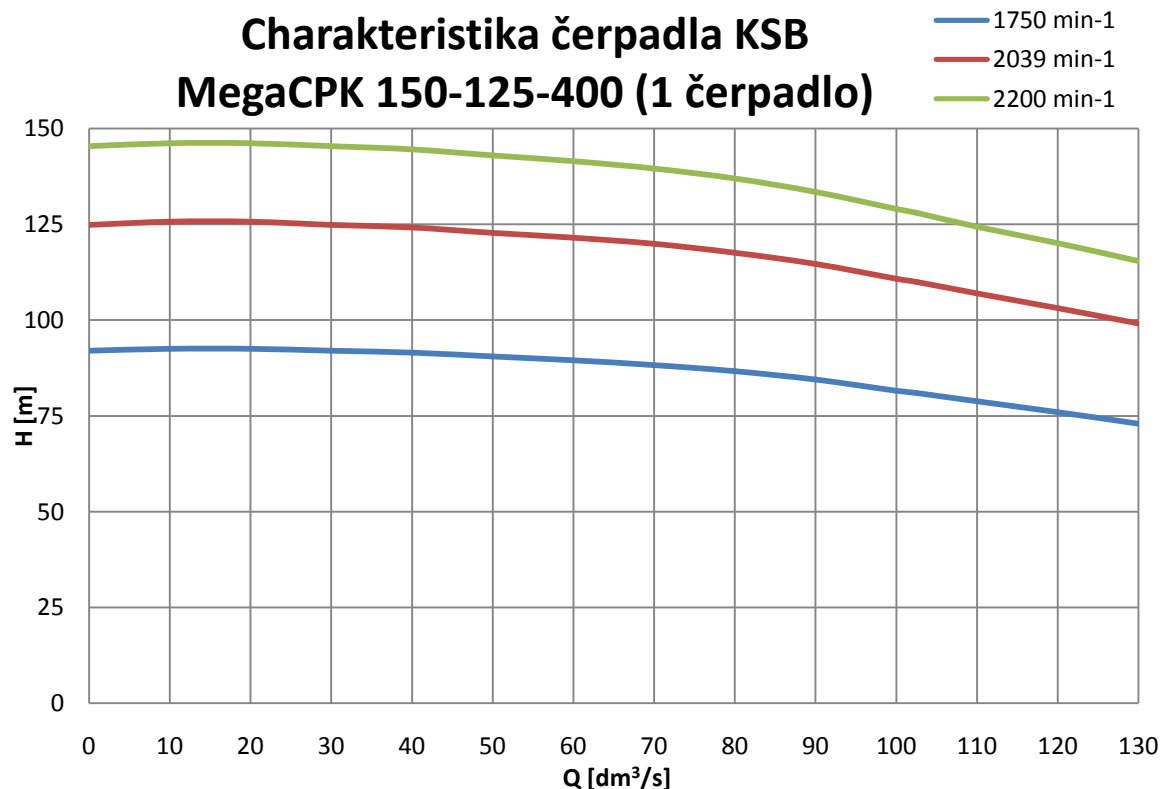


Obr. 2.12 Originální charakteristiky čerpadla dle katalogu výrobce KSB

Podle originální charakteristiky čerpadla byla pomocí afinních vztahů:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad ; \quad \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \quad ; \quad \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \frac{p_1}{p_2} \quad (2.39)$$

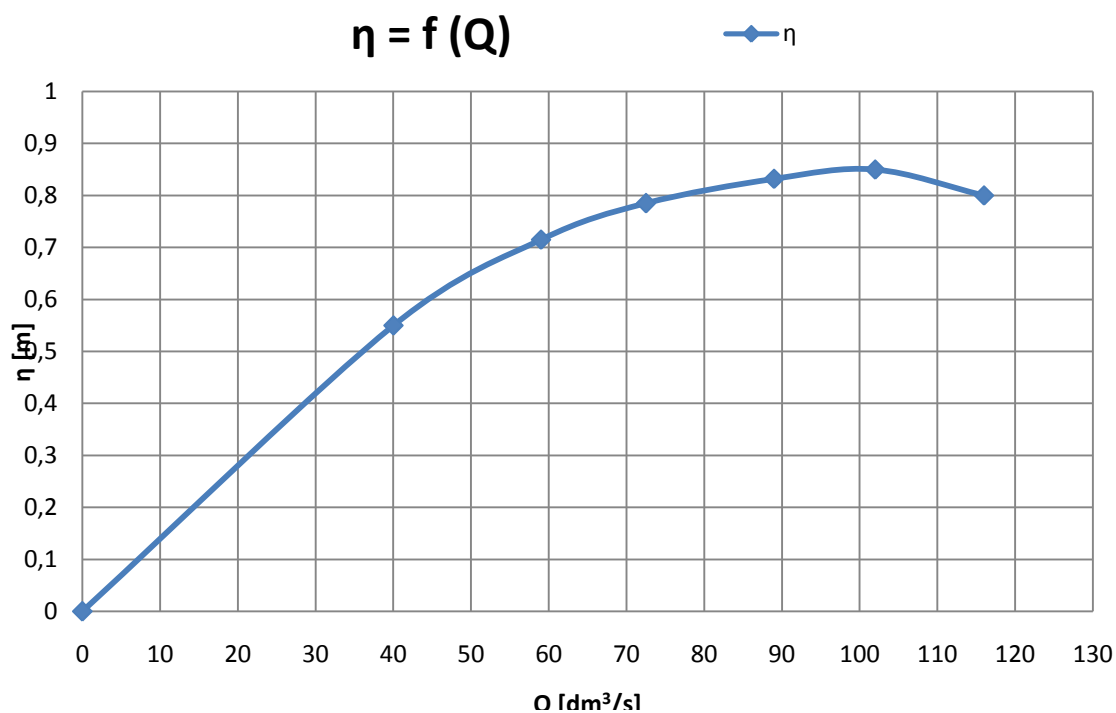
přepočtena charakteristika čerpadla z otáček $n = 1750 \text{ min}^{-1}$ na otáčky vyšší $n = 2039 \text{ min}^{-1}$ a $n = 2200 \text{ min}^{-1}$. Přepočtenou charakteristiku uvádí obrázek **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**



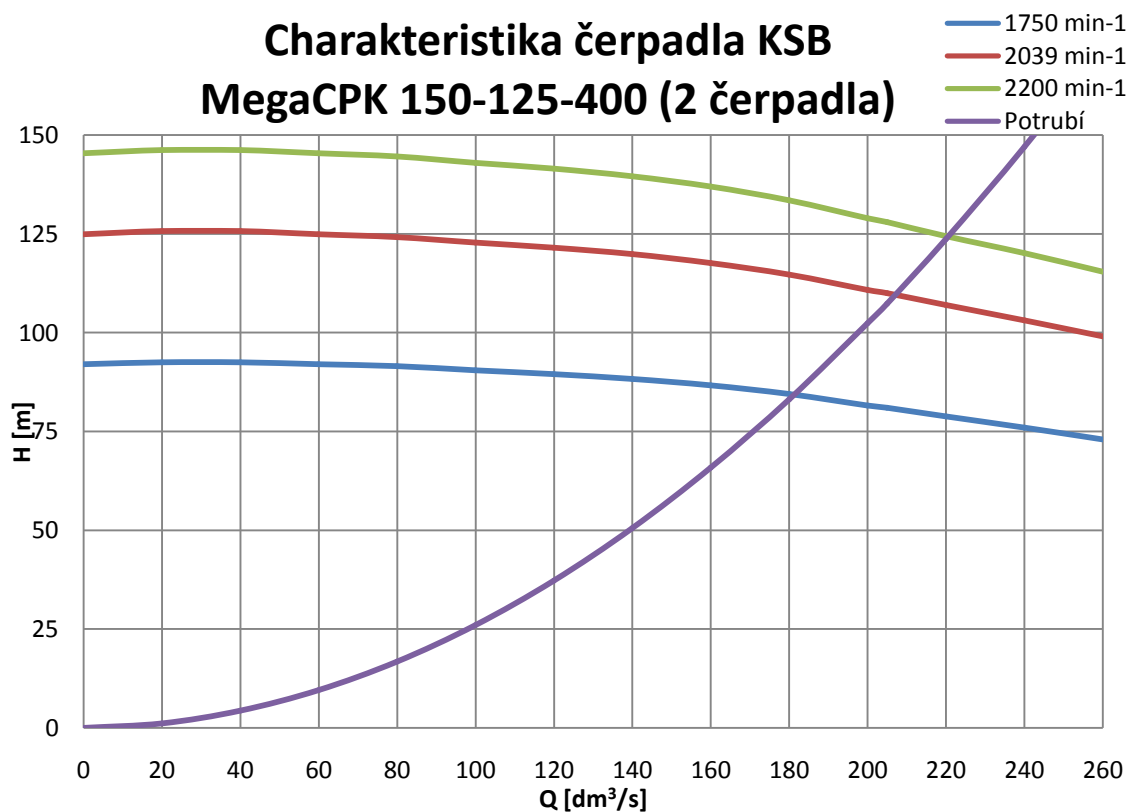
2.13 Přepočtená charakteristika

charakteristika je doplněna o závislost $\eta = f(Q)$. Funkce byla převzata z obrázku *Obr. 2.12*.

Dále byla vypočtena charakteristika dvou paralelně řazených čerpadel KSB MegaCPK 150-125-400 pro zvolené otáčky $n = 1750, 2039$ a 2200 min^{-1} . Charakteristiku uvádí obrázek **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Charakteristika je doplněna charakteristikou potrubí, která byla vypočtena programem KLIMATIZACE. Tento program byl zapůjčen katedrou.



2.14 Závislost účinnosti na průtoku



2.15 Charakteristika dvou paralelně řazených čerpadel doplněná o charakteristiku potrubí

Primární okruh centrální klimatizace je vzhledem k hloubce jámy ($H = 2500 \text{ m}$) rozdělen na dva stejné úseky, každý s hloubkou $H = 1250 \text{ m}$. Parametry potrubí jsou pro oba úseky stejné, proto v obou primárních úsecích volím stejná oběhová čerpadla.

Z obrázků 2.14 a 2.15 je zřejmé, že při otáčkách 2039 min^{-1} leží pracovní bod v oblasti nejvyšší účinnosti, kde $\eta = 85\%$.

Pro parametry $Q = 0,20476 \text{ m}^3/\text{s}$ a $H = 110 \text{ m}$ je možné volit pouze jedno provozní čerpadlo. Z provozních důvodů jsem se rozhodl volit dvě stejná čerpadla zapojená paralelně, toto řešení má následující výhody:

- zvětšení rozsahu regulace průtoku odstavením jednoho čerpadla,
- menší investiční nároky na rezervní čerpadlo,
- menší rozměry a hmotnost čerpadla usnadní jeho dopravu a montáž v dole.

2.6 Potrubí pro CKD v jámě

Pro potřebu centrální klimatizaci dolů (dále CKD) je vhodné použít ocelové bezešvé trubky se silou stěny odstupňovanou s přihlédnutím na hloubku jámy. Pro spojování potrubí lze využít:

- klasický přírubový spoj - přírubový spoj je nejnáročnější na prostor, samotná montáž potrubí je velmi pracná.
- rychlospojkový spoj (např. systém VICTAULIC) - rychlospojkový spoj je v porovnání s přírubovým výhodnější, spojování je velmi rychlé i v omezeném prostoru v jámě, je ale cenově náročnější
- sešroubované bezpřírubové trubky (www.api.org)

Pro CKD s přihlédnutím na montáž v jámě se nedají použít potrubí svařovaná. Potrubí v jámě musí být v pravidelných délkách (30 až 50 m) opatřeno vhodným kompenzátozem délky, vhodný je ucpávkový kompenzátor. Potrubí položené v jámě musí být vhodně ukotveno k výztuži v jámě, musí být umožněna délková dilatace potrubí.

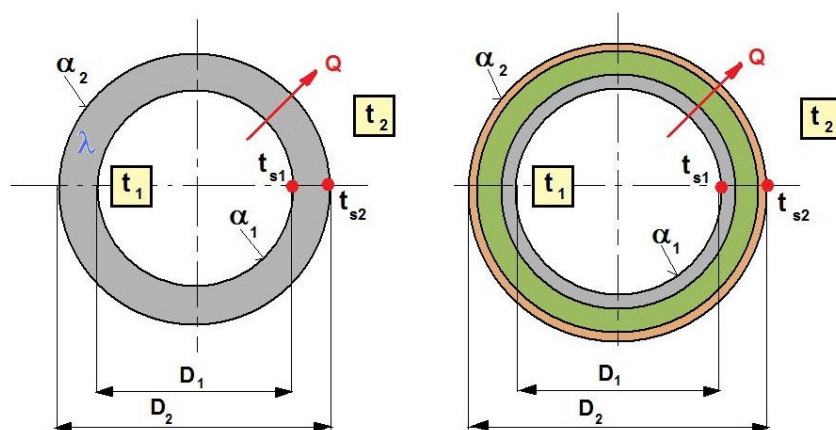


Obr. 2.16 Spoj potrubí podle API

Šroubované bezpřírubové trubky v provedení podle API – American Petroleum Institute (viz. Obr. 2.16) se používá při těžbě nafty, jsou však vhodná i pro užití u CKD. Kladení tohoto v potrubí v jámě je velmi rychlé, potrubí má po celé své délce prakticky stejný průměr, má minimální nároky na prostor. Při kladení se toto potrubí na povrchu spojuje ve svislé poloze a pomocí jeřábu se postupně spouští do jámy až na nejspodnější patro. Po spuštění celé délky potrubí je toto uchyceno na nosník vybudovaný těsně pod ohlubní jámy (potrubí je v jámě prakticky zavěšeno). Potrubí API není připojeno k výztuži jámy, pouze je kotveno, aby byla zajištěna jeho svislost. Na spodním patře musí být potrubí opatřeno vhodnou kompenzační délkou (dilatace dosahuje až 1m délky). Potrubí je možné opatřit vhodnou izolací.

2.7 Isolace potrubí se studenou vodou v jámě.

Potrubí pro centrální klimatizaci dolů (dále CKD) může být uloženo ve vtažné nebo ve výdušné jámě. V obou případech bude teplota důlních větrů větší než je teplota dopravované studené vody. Z tohoto důvodu bude nutné potrubí se studenou vodou izolovat, potrubí vratné oteplené vody se obvykle neisoluje. Z hlediska proudění vody v potrubí v jámě, je možné odvod tepla řešit jako souproudý nebo protiproudý výměník, protože změna teploty důlních větrů i chladicí vody je velmi malá lze výpočet zjednodušit.



Obr. 2.17 Označení veličin pro prostup tepla jednoduchou a složenou válcovou stěnou

Pro přestup tepla jednoduchou válcovou stěnou (viz. Obr. 2.17) platí rovnice

$$Q = k \cdot (t_1 - t_2), \quad (2.40)$$

kde součinitel prostupu tepla pro trubku délky 1 metr

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot D_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_2}}. \quad (2.41)$$

Povrchové teploty válcové stěny definuje rovnice

$$t_{s1} = t_1 - \frac{1}{\alpha_1 \cdot \pi \cdot D_1}; \quad t_{s2} = t_{s1} - \frac{\ln \frac{D_2}{D_1}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda}. \quad (2.42)$$

Součinitel prostupu tepla je určen rovnicí pro vícevrstvou válcovou stěnu

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot D_1} + \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{D_2^i}{D_1^i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D_2}}, \quad (2.43)$$

kde D_1^i - vnitřní průměr jednotlivých vrstev

D_2^i - vnější průměr vrstev

λ - tepelná vodivost materiálu jednotlivých vrstev

Součinitel přestupu tepla α_1 při turbulentním proudění vody potrubím je možné vypočítat z kritériální rovnice

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (2.44)$$

Tato rovnice platí pro $Re \geq 5 \cdot 10^3$ a $Pr \leq 0,6$, podobnostní čísla (Nu – Nuseltovo; Re – Reynoldsovo; Pr – Prandtlovo; a – teplotní vodivost) jsou definována následovně

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\nu}; \quad Re = \frac{v \cdot L}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a}; \quad a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (2.45)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně trubky je možné převést na obtékání rovinných stěn, pro turbulentní proudění platí kritériální rovnice

$$Nu = 0,035 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad (2.46)$$

Pozn.: Výše uvedené rovnice byly převzaty z lit. [9].

Pro potrubí průměru $D_2 = 326$ mm s průměrnou silou stěny $s = 15$ mm a izolací s tepelnou vodivostí $\lambda = 0,039 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, tloušťka izolace byla volena 30, 35 a 40 mm byla vypočten ztrátový tepelný výkon a oteplení chladicí vody pro potrubí uložené ve vtažné a výdušné jámě.

Pro ztrátový výkon platí rovnice

$$P_z = k \cdot L(t_1 - t_2) = Q_m \cdot c \cdot \Delta t, \quad (2.47)$$

odkud pro teplotní rozdíl platí vztah

$$\Delta t = \frac{P_z}{Q_m \cdot c} \quad (2.48)$$

Výsledky výpočtu byly sestaveny do tabulky (viz. kapitola 2.7.1).

2.7.1 Tabulka vypočtených hodnot

Veličina	t_2	s	k	P_z	Δt
Rozměr	°C	mm	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	W	°C
Potrubí ve vtažené jámě	10	30	1,390	17 722,5	0,0207
	10	35	1,214	15 478,5	0,0181
	10	40	0,977	12 456,7	0,0145
Potrubí ve vtažené jámě	20	30	1,390	38 572,5	0,0450
	20	35	1,214	33 688,5	0,0393
	20	40	0,977	27 111,7	0,0316
Potrubí ve výdušné jámě	30	30	1,390	59 422,5	0,0690
	30	35	1,214	51 898,5	0,0605
	30	40	0,977	41 766,7	0,0487

Poznámka: hmotnostní průtok $Q = 204,76 \text{ kg/s}$

měrná tepelná kapacita vody $c = 4187 \text{ J/kg} \cdot K^{-1}$

délka potrubí $L = 1500 \text{ m}$

Z provedeného výpočtu je patrné, že izolace potrubí výrazně snižuje oteplení chladicí vody (pro potrubí bez izolace by oteplení vody činilo cca $\Delta t = 1$ až $1,2 \text{ } ^\circ\text{C}$). Pro snadnou montáž izolace v jámě bude výhodné, když tato bude provedena v blocích délky cca 1 m s podélným dělením a vhodnou úpravou povrchu, bude nutné izolovat i spoje.

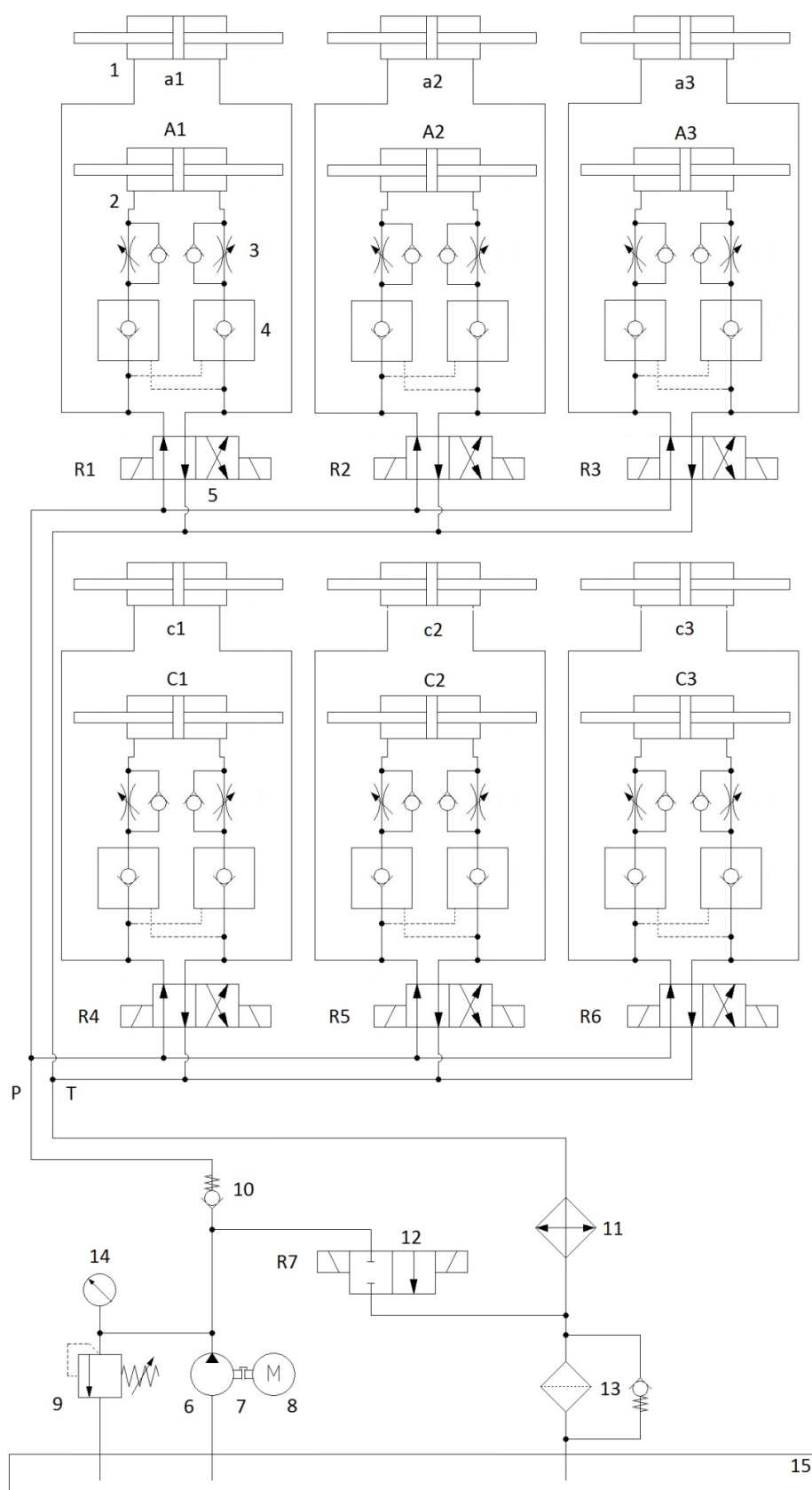
3. Návrh hydraulického obvodu pro řízení armatur dávkovače podle navrženého časového diagramu

Vzhledem k tomu, že v obvodu je nutné dosahovat relativně velkých sil a krátkých časů, je ovládání provedeno pomocí hydraulických válců. Vysouvání a zasouvání válců, které ovládají hlavní a obtokové armatury, je zajištěno pomocí rozvaděčů. Přestavování rozvaděčů bude odvozeno od koncových poloh armatur.

Rychlost vysouvání hydraulických válců a tím pádem i rychlost přestavění obtokových a hlavních armatur bude regulována pomocí škrtec ventilů. Z časového diagramu je zřejmé, že otevírání (zasouvání válce) a zavírání (vysouvání válce) obtokových armatur trvá 1 vteřinu. Otevírání a zavírání hlavních armatur trvá 2 vteřiny. Vhodně zvolenou rychlostí lze výrazně snížit velikost hydraulického rázu při otvírání a zavírání armatur.

V obvodu jsem použil malý chladič. Vzhledem k příznivým provozním podmínkám a téměř minimálnímu škrcení, nebyl proveden návrh výkonu tohoto chladiče. Dále je v obvodu použit i hydraulický zámek, který zajišťuje aretaci uzavíracích elementů v koncových polohách.

3.1 Schéma zapojení hydraulického obvodu



3.1 Schéma hydraulického obvodu

3.2 Seznam prvků použitých v hydraulickém obvodu

- 1 – hydraulický válec 80 / 20 – 15, ovládání obtokových armatur
- 2 – hydraulický válec 80 / 20 – 50, ovládání hlavních armatur
- 3 – škrťací ventil s jednocestným ventilem
- 4 – hydraulický zámek
- 5 – rozvaděč 4/2, elektromagneticky ovládaný (R1, R2, R3, R4, R5, R6)
- 6 – hydrogenerátor
- 7 – spojka
- 8 – elektromotor
- 9 – pojistný ventil
- 10 – zpětný ventil s pružinou
- 11 – chladič
- 12 – rozvaděč 2/2, elektromagneticky ovládaný (R7)
- 13 – filtr opatřený bypassem
- 14 – snímač tlaku
- 15 – nádrž

3.3 Popis funkce hydraulického obvodu

Elektromotor (8) je přes spojku připojen na hydrogenerátor (6). Ten z nádrže (15) přivádí kapalinu přes zpětný ventil (10) k rozvaděčům. Cyklus přestavování rozvaděčů je řízen pomocí programovatelného automatu. Tlak kapaliny drží všechny válce vysunuté (armatury uzavřené), tzn. rozvaděče (5 – R1, R2, R3, R4, R5, R6) dodávají kapalinu k hydraulickému válci (1) a k hydraulickému válci (2), který ovládá hlavní armaturu.

Přestavení rozvaděče nám zajistí zasunutí hydraulického válce (1), tzn. otevření obtokové armatury. Přes obtokovou armaturu prochází voda za hlavní armaturu, takže tlaky působící před a za hlavní armaturou jsou vyrovnány. Kapalina v hydraulickém obvodu pak působí na hydraulický válec (2) a zasouvá jej, čímž zajišťuje otevření hlavní armatury. Hlavní armatura, jak již bylo řečeno, požaduje díky vyrovnaným tlakům před a za hlavní armaturou pouze tlak potřebný k překonání místních a třecích ztrát.

Následuje přestavení dalšího rozvaděče, což je provedeno pomocí programovatelného automatu. Ten postupně přestavuje rozvaděče (R1 až R6) přesně podle časového diagramu. Na konci cyklu, kdy jsou všechny válce zpět v původní poloze, přestaví automat i poslední rozvaděč (R7). Tento rozvaděč je v obvodu z toho důvodu, že mezi jednotlivými cykly je krátká pauza a došlo by tak ke škrcení, maření energie a vytváření tepla. Proto je na konci cyklu tento rozvaděč přestaven a kapalina odchází ihned zpět do nádrže přes filtr (13).

3.4 Výpočet parametrů hydraulického obvodu

3.4.1 Objemový průtok

$$Q_v = 2 \cdot S_1 \cdot v = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot \frac{H}{t} =$$
$$Q_v = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (0,08^2 - 0,02^2)}{4} \cdot \frac{0,05}{2} = 2,36 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 14,16 \text{ l/min}$$
(3.1)

Pozn.: Dvojnásobný průtok z důvodu vysouvání dvou válců současně.

3.4.2 Geometrický objem hydrogenerátoru

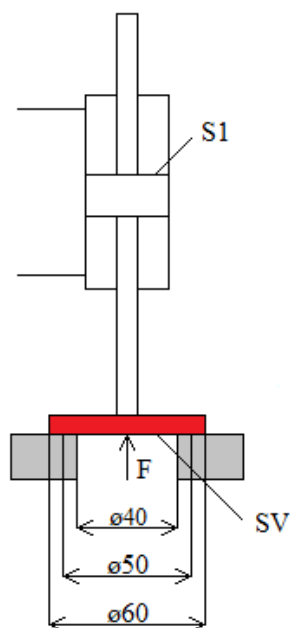
$$V_g = \frac{Q_v}{n_{elm}} \cdot \frac{1}{\eta_Q} = \frac{14,16}{1460} \cdot \frac{1}{0,92} = 0,01054 \text{ dm}^3 = 10,54 \text{ cm}^3 \quad (3.2)$$

Volím:

$V_{gSK} = 12 \text{ cm}^3$, Průtokovou účinnost volím $\eta_Q = 92\%$,

Otáčky elektromotoru $n_{elm} = 1460 \text{ min}^{-1}$.

3.4.3 Tlak na pojistném ventilu



Obr. 3.2 Síla působící na hydraulický válec

Maximální vyvozená síla hydromotoru

$$F = p_{max} \cdot SV = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} =$$
$$F = 14 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} = 27488,94 \text{ N} = 27,5 \text{ kN} \quad (3.3)$$

Pozn.: Při výpočtu je uvažován střední průměr desky – $d = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$.

Tlak na pojistném ventilu

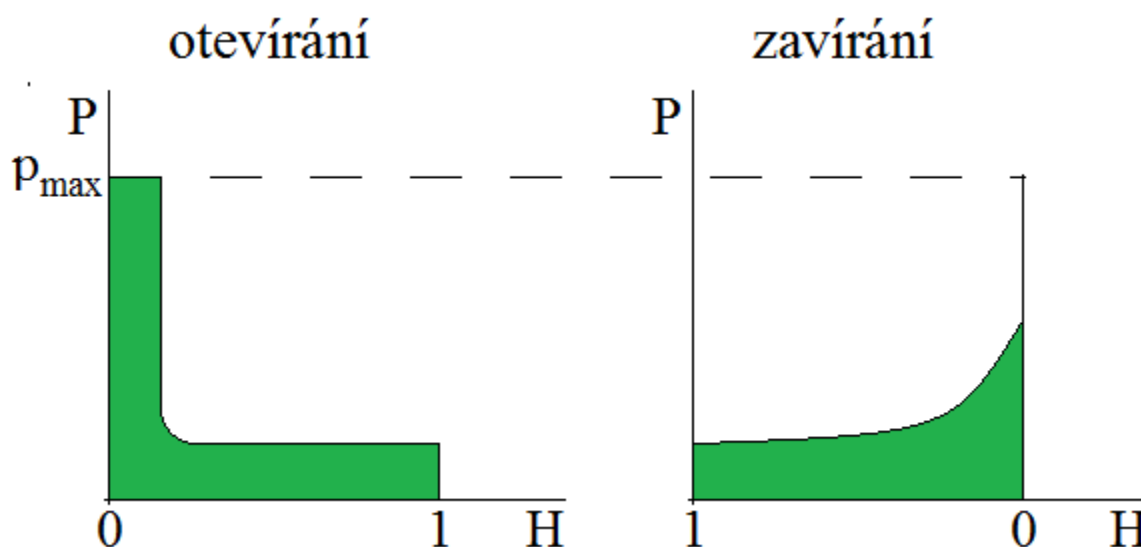
$$F = p_V \cdot S_1 = p_V \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \rightarrow p_V \quad (3.4)$$

Z tohoto vztahu pak pro p_V platí:

$$p_V = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 27488,94}{\pi \cdot (0,08^2 - 0,02^2)} = 5833334,24 \text{ Pa} = 5,83 \text{ MPa} \quad (3.5)$$

Volím: Tlak na pojistném ventilu - $p_V = 6 \text{ MPa}$.

Průběh tlaku při otevírání a zavírání ventilu (Obr. 3.3).



Obr. 3.3 Průběh tlaku při otevírání a zavírání ventilu

3.4.4 Skutečný průtok hydrogenerátoru

$$Q_{SK\ HG} = V_{gSK} \cdot n_{elm} \cdot \eta_Q = 12 \cdot 1460 \cdot 0,95 = 16644 \text{ cm}^3/\text{min} = 16,644 \text{ l/min} \quad (3.6)$$

Pozn.: Průtokovou účinnost HG volím z katalogu - $\eta_Q = 0,95$.

3.4.5 Příkon elektromotoru

$$P_{elm} = Q_{SK\ HG} \cdot \Delta p_{max} \cdot \frac{1}{\eta_Q \cdot \eta_{m,p}} = \frac{16,644}{60 \cdot 1000} \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 0,85} = 2,06 \text{ kW} \quad (3.7)$$

Pozn.: Mechanicko-tlakovou účinnost volím - $\eta_{m,p} = 0,85$.

3.4.6 Velikost nádrže

$$V_N = (3,5 \text{ až } 5) \cdot Q_{SK \ HG} = 5 \cdot 16,644 = 83,22 \text{ dm}^3 / \text{min} \quad (3.8)$$

přičtení rezervy z důvodu kolísání hladiny

$$V_{NS} = V_N \cdot 0,2 + V_N = 83,22 \cdot 0,2 + 83,22 = 99,9 \text{ l} \rightarrow 100 \text{ l} \quad (3.9)$$

3.4.7 Návrh světlosti potrubí

Sací větev

$$d_{SV} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{SK \ HG}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{16644 \cdot 10^{-6}}{60}}{\pi \cdot 1,5}} = 0,015 \text{ m} = 15,35 \text{ mm} \quad (3.10)$$

Volím: Průměr sacího potrubí DN16

Pozn.: Pro sací větev volím rychlost $v = 1,5 \text{ m/s}$.

Tlaková větev

$$d_{TV} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{SK \ HG}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{16644 \cdot 10^{-6}}{60}}{\pi \cdot 5}} = 0,0084 \text{ m} = 8,4 \text{ mm} \quad (3.11)$$

Volím: Průměr tlakového potrubí DN10

Pozn.: Pro tlakovou větev volím rychlost $v = 5 \text{ m/s}$.

Odpadní větev

$$d_{OV} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{SK \ HG}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{16644 \cdot 10^{-6}}{60}}{\pi \cdot 3}} = 0,01085 \text{ m} = 10,85 \text{ mm} \quad (3.12)$$

Volím: Průměr odpadního potrubí DN12

Pozn.: Pro odpadní větev volím rychlost z rozsahu (2 m/s až 4 m/s), $v = 3 \text{ m/s}$.

4. Konstrukční řešení hlavních i pomocných armatur ovládaných hydraulickým válcem

Konstrukce armatur je provedena následujícím způsobem. Do ocelové kostky, která má rozměry 500 x 500 x 420 mm, jsou předpracovány otvory na vložení dvou pouzder pro ventil světlosti 200 mm a pro ventil světlosti 40mm. Kolmo k těmto pouzdrům je vyvrtaný otvor, ke kterému je připojeno potrubí na dopravu studené vody. Na výstupu z pouzdra ventilu je připojeno potrubí, které dopravuje vodu dále do komory dávkovače. Na opačné straně pouzdra je pomocí šroubů připevněna příruba a hydraulický válec. Největší výhodou je snadná montáž i demontáž této konstrukce.

Dále jsou do kostky vyvrtány kanálky pro dopravu vody k ventilu světlosti 40 mm. Vyvrtané otvory, které není nutné využívat, jsou uzavřeny pomocí zátek x. Konstrukce celého bloku je k nahlédnutí (viz. Příloha 2.).

4.1 Návrh šroubu pro ukotvení pouzdra

4.1.1 Výpočet provozní síly

$$F_P = p \cdot S = p \cdot \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 14 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,280}{2}\right)^2 = 862053 \text{ N} \quad (4.1)$$

Provozní síla na jeden šroub (počet šroubů volím $i = 16$).

$$F_{P1} = 1,2 \cdot \frac{F_P}{i} = 1,2 \cdot \frac{862053}{16} = 64654 \text{ N} \quad (4.2)$$

4.1.2 Výpočet malého průměru závitu d_3

Při výpočtu malého průměru závitu vycházím z předpokladu, že napětí v tahu šroubu musí být menší nebo rovno dovolenému napětí v tahu materiálu. Volím statickou bezpečnost $k_s = 4$. Volím materiál šroubu vysokopevnostní ocel – $R_e = 700 \text{ MPa}$

$$\frac{F_{P1}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (4.3)$$
$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{P1} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 64654 \cdot 4}{\pi \cdot 700}} = 21,69 \text{ mm} \rightarrow \text{šroub M24}$$

Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval dopravou studené vody pro důlní klimatizaci pomocí dvou sériově řazených dávkovačů. Práce byla rozdělena na teoretickou a návrhovou část. V teoretické části byla přiblížena problematika klimatizace důlních pracovišť a několik základních pojmů. Dále v této části byly rozebrány nejpoužívanější způsoby dopravy studené vody pro centrální klimatizaci hlubokých dolů. Na závěr byla rozebrána varianta, řešená v této práci, a to zapojení dvou sériově řazených dávkovačů. Tato varianta je velmi výhodná, protože jsme schopni dosáhnout velké hloubky při menším tlaku. Následovala návrhová část závěrečné práce. Ta obsahuje výpočet parametrů potrubí primárního okruhu, dále obsahuje návrh oběhového čerpadla primárního okruhu, ve které byla zvolena kombinace dvou paralelně zapojených čerpadel. To je velmi výhodné hlavně tehdy, když není nutné, aby pracovala klimatizace na plný výkon, zejména v chladných ročních obdobích. Návrhová část dále obsahuje výpočet hlavních parametrů dávkovače, Dále jsem zpracoval návrh hydraulického obvodu pro řízení hlavních a obtokových armatur dávkovače podle časového diagramu. Posledním bodem této práce bylo konstrukční řešení hlavních i obtokových armatur ovládaných hydraulickým válcem.

Závěrem bych rád zdůraznil, že práce je z velké části čistě teoretická a skutečný návrh klimatizace by byl o mnoho rozsáhlejší, náročnější a složitější.

Seznam použité literatury

- [1] JANALÍK, J.: *Trubkové komorové podavače pro hydraulickou dopravu*, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1990, s. 99 – 119
- [2] KOLÁŘ. V., VINOPAL. S.: *Hydraulika průmyslových armatur*, SNTL Praha 1963, s. 650
- [3] BRUDNÍK. J.: *Základy důlní klimatizace*, SNTL Praha 1985
- [4] JANALÍK, J.: *Doprava vody pro centrální klimatizaci dolů*, Sborník vědeckých prací VŠB Ostrava, č. 1, rok 1991, s. 137 – 159
- [5] JANALÍK, J., ŠTÁVA, P.: *Mechanika tekutin*, Skripta VŠB TU Ostrava 2001, s. 126
- [6] BLÁHA, J., BRADA, K.: *Hydraulické stroje*, SNTL Praha 1992, s. 752
- [7] JANALÍK, J.: *Čerpací systémy s dávkovačem*, Skripta VŠB TU Ostrava 2011, s. 96, (v tisku)
- [8] JANALÍK, J.: *Potrubní hydraulická a pneumatická doprava*, Skripta VŠB TU Ostrava 1999, s. 198
- [9] SMETANA, J.: *Hydraulika*, 1. a 2. díl. N ČSAV Praha, 1957
- [10] INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S.: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley a Sons, 2006, s. 995, ISBN-10-0471-45728-0
- [11] ŠESTÁK, J., EIGEL, F.: *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*, Skripta ČVUT Praha, 1993, s. 299, ISBN 80U01U00957U2
- [12] CIHELKA: *Vytápění, větrání a klimatizace*, SNTL Praha
- [13] I.B.C. – spol. s.r.o.: *Ventily: Uzavírací ventily* [online]. [cit. 2012U1U20].
<<http://www.ibcp Praha.cz/datastore/files/katalogy/cz/katUc091Ucz.pdf>>

- [14] I.B.C. – spol. s.r.o.: *Ventily: Ventily zpětné* [online]. [cit. 2012U1U21].
<<http://www.ibcp Praha.cz/datastore/files/katalogy/cz/katUwaU001Ucz.pdf>>
- [15] KRČ, P. *Návrh zařízení pro dopravu studené vody pro centrální klimatizaci dolu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2011, 85 s.
- [16] VANÍČEK, T. *Návrh armatur dávkovače pro dopravu vody pro centrální klimatizaci dolů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2012, 64 s.
- [17] Program: „*Odstředivé čerpadlo*” (tabulkový editor Excel)
- [18] Program: „*Průtočná charakteristika*” (tabulkový editor Excel)
- [19] Program: „*Dávkovac*” (tabulkový editor Excel)
- [20] PROKOP, P.: *Větrání, degradace a klimatizace dolů II*, skripta VŠB – TU Ostrava 2007, s. 148, ISBN 8024814536, 9788024814537 58
- [21] Katalog výrobků KSB. Březen 2011. Dostupný z <<http://ksb.com/>>
- [22] Katalog výrobků SIEMENS, Únor 2011, Dostupný z <<http://www.elektromotorysiemens.cz/>>
- [23] SIEMAG-TECBERG. Leden 2011. Dostupný z <<http://www.siemag-tecberg.com/>>

Seznam příloh

Příloha 1. Tabulka rozměrů čerpadla firmy KSB MegaCPK 150-125-400

Příloha 2. Konstrukční návrh hlavní a obtokové armatury

Příloha 1. Tabulka rozměrů čerpadla firmy KSB MegaCPK 150-125-400

Konstrukční velikost	Ložiskový kozlík	Rozměry čerpadla [mm]								
		DN1	DN2	a	c	f	g1	g2	h1	h2
125-080-160	CS50	125	80	125	625	500	18	4	180	225
125-080-200	CS50	125	80	125	625	500	18	4	180	250
125-080-250	CS50	125	80	125	625	500	18	6	225	280
125-100-160	CS50	125	100	125	625	500	18	6	200	280
125-100-200	CS50	125	100	125	625	500	18	6	200	280
100-065-315	CS60	100	65	125	655	530	20	6	225	280
125-080-315	CS60	125	80	125	655	530	20	6	250	315
125-080-400	CS60	125	80	125	655	530	20	6	280	355
125-100-250	CS60	125	100	140	670	530	18	6	225	280
125-100-315	CS60	125	100	140	670	530	18	6	250	315
125-100-400	CS60	125	100	140	670	530	20	6	280	355
150-125-200	CS60	150	125	140	670	530	20	6	250	315
150-125-250	CS60	150	125	140	670	530	20	6	250	355
150-125-315	CS60	150	125	140	670	530	20	6	280	355
150-125-400	CS60	150	125	140	670	530	20	6	315	400
200-150-200	CS60	200	150	180	710	530	20	6	280	400
200-150-250	CS60	200	150	160	690	530	20	6	280	375
200-150-315	CS80	200	150	160	830	670	20	8	315	400
200-150-400	CS80	200	150	160	830	670	20	8	315	450
200-150-500	CS80	200	150	180	850	670	22	8	375	500
200-200-250	CS80	200	200	180	850	670	22	8	355	425
250-200-315	CS80	250	200	200	870	670	22	8	355	450
250-200-400	CS80	250	200	180	850	670	22	8	355	500
250-200-500	CS80	250	200	200	870	670	22	8	425	560
300-250-315	CS80	300	250	250	920	670	26	8	400	560